



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERIA

**ESCUELA ACADEMICO PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA
ELÉCTRICA**

**“DISEÑO DE UN ELEVADOR CON CAPACIDAD DE MEDIA
TONELADA Y CUATRO METROS DE ALTURA, PARA MEJORAR
LAS OPERACIONES DE MANTENIMIENTO DE CASAS MALLAS EN
EL SEMBRÍO DE ESPÁRRAGOS DE LA EMPRESA CAMPOSOL S.A”**

**TESIS PARA OBTENER EL TITULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECANICO
ELECTRICISTA.**

AUTOR:

FELIPE ABELARDO ALTAMIRANO RUIZ

ASESOR ESPECIALISTA:

Mg. Ing. MARIO FELIX OLIVERA ALDANA

LINEA DE INVESTIGACION:

MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN DE SISTEMAS ELECTROMECÁNICOS.

TRUJILLO – PERÚ

2017

.....
Dr. Felipe de la Rosa Bocanegra
(Presidente)

.....
Mg. Ing. Mario Félix Olivera Aldana
(Secretario)

.....
Mg. Ing. Javier León Lescano
(Vocal)

DEDICATORIA

Esta tesis está dedicada a las personas quienes estuvieron en cada momento, presentes con su apoyo incondicional para lograr este objetivo. A mi madre Mercedes Ruiz Cuba, quien, con su ejemplo de entrega, dedicación y superación constante, me hizo entender que el esfuerzo diario tiene su recompensa.

A mis hermanos Esteban, María, Carmela y Zulema, quienes siempre tuvieron palabras de aliento para seguir adelante y no desistir en la culminación de mis metas.

A todas aquellas personas quienes de una forma u otra me brindaron su apoyo en el transcurso de mi carrera.

AGRADECIMIENTO

Agradecer primeramente a Dios, por darme vida, salud y sabiduría para poder superar los obstáculos que se me presentaron en el trayecto de mi vida y por darme la oportunidad de sentirme desarrollado como persona permitiéndome obtener una carrera profesional, ya que todo lo que soy y todo lo que tengo se lo debo a él.

Un agradecimiento especial a mi madre y hermanos quienes me brindaron su apoyo incondicional, los que siempre confiaron en mí y me enseñaron que todo en la vida requiere un sacrificio para alcanzar las metas, por quienes e culminado con éxito mi carrera universitaria.

Debo agradecer de manera especial y sincera al ingeniero Mario Olivera por aceptar ser mi asesor para realizar esta tesis. Su apoyo y confianza en mi trabajo y su capacidad para guiar mis ideas ha sido un gran aporte para el desarrollo de esta tesis y para mi formación como investigador.

Quiero expresar también mi más sincero agradecimiento al Ing. Javier León Lescano, por su importante aporte y participación activa en el desarrollo de esta tesis.

Agradecer También a todos los ingenieros y profesores de la UCV, porque todos han aportado con un granito de arena a mi formación profesional, y finalmente a mis amigos y compañeros quienes siempre estuvieron conmigo durante todo este tiempo.

DECLARACION DE AUTENTICIDAD

Yo Felipe Abelardo Altamirano Ruiz, con DNI N° 44037507, a efecto de cumplir con las disposiciones vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo, Facultad de **Ingeniería**, Escuela de **Ingeniería Mecánica Eléctrica**, declaro bajo juramento que toda la documentación que acompaño es veraz y auténtica.

Así mismo, declaro también bajo juramento que todos los datos e información que se presenta en la presente tesis son auténticos y veraces.

En tal sentido asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de información aportada por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad César Vallejo.

Trujillo, 17 de Junio del 2017

FELIPE ABELARDO ALTAMIRANO RUIZ

DNI. 44037507

PRESENTACION:

SEÑORES MIEMBROS DEL JURADO:

En cumplimiento del Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo presento ante ustedes la tesis titulada “Diseño de un elevador con capacidad de media tonelada y cuatro metros de altura, para mejorar las operaciones de mantenimiento de casas mallas en el sembrío de espárragos de la empresa Camposol S.A, la misma que someto a vuestra consideración y espero que cumpla con los requisitos de aprobación para obtener el título Profesional de Ingeniero Mecánico Eléctrico.

INDICE:

Página de jurado	i
Dedicatoria	ii
Agradecimiento	iii
Declaratoria de autenticidad.....	iv
Presentación	v
Índice.....	vi
Resumen	1
Abstract	2
I. Introducción.....	3
1.1 Realidad problemática.....	3
1.2 Trabajos previos.....	4
1.3 Teorías relacionadas al tema	6
1.4 Formulación del problema	31
1.5 Justificación.....	31
Relevancia tecnológica.....	31
Relevancia social.....	31
Relevancia económica.....	31
Relevancia ambiental	31
Relevancia institucional	31
Relevancia socio-ambiental.....	31
1.6. Objetivos	32
1.6.1. Objetivos generales.....	32
1.6.2. Objetivos específicos	32
II. Marco metodológico	33
2.1. Diseño de investigación.....	33
2.2. Variables de operación.....	34
a. Variables independientes	34
b. Variables dependientes	34
2.3. Población y muestra	34
2.4. Técnicas de recolección de datos	35

2.5. Método de análisis de datos.....	36
2.6. Aspectos éticos	36
III. Resultados.....	37
3.1 Análisis del problema.	37
3.2 Lista de exigencias.....	38
3.3 Diseño y cálculo del sistema elevador.....	50
3.4 Estudio y simulación.....	88
3.5 Selección de componentes hidráulicos	107
3.6 Estudio financiero	111
IV. Discusión	113
V. Conclusiones	114
VI. Recomendaciones	115
VII. Referencias bibliográficas.....	116
Anexos	118
Apéndice	134

RESUMEN

En el presente trabajo de tesis titulado “Diseño de un elevador con capacidad de media tonelada y cuatro metros de altura, para mejorar las operaciones de mantenimiento de casas mallas en el sembrío de espárragos de la empresa Camposol S.A”. El objetivo del presente trabajo es diseñar un mecanismo elevador adaptado a las necesidades de la empresa Camposol para las operaciones de mantenimiento de casas malla en los sembríos de esparrago en el cual se ejecutan tareas de altura.

La metodología utilizada fue el método de diseño generalizado para el diseño mecánico, el cual es un proceso planeado con instrucciones de acciones concretas para desarrollar el proyecto, se planteó la lista de exigencias, estructura de funciones, elección de la solución principal proyecto preliminar y proyecto general óptimo; para el desarrollo del proyecto general óptimo se utilizó las teorías de diseño mecánico para las estructuras del elevador, sometido a las cargas más desfavorables en posiciones críticas, cuando el elevador se encuentra plegado y desplegado. Se hizo uso del software Solidworks para analizar los esfuerzos deformaciones y factor de seguridad en las estructuras así como el análisis de pandeo en el vástago del cilindro hidráulico.

Como resultados, se diseñó un elevador hidráulico con capacidad de carga de media tonelada con una altura de cuatro metros para del nivel del suelo a la plataforma. El cilindro hidráulico de presión 250 bares. Con una carrera de 380 mm y funcionamiento del sistema hidráulico-eléctrico de 6 HP que provee energía necesaria para mover el cilindro hidráulico.

Finalmente se muestra las características técnicas del elevador y la elección de accesorios así como sus esquemas finales. Se realizó un presupuesto estimado para la fabricación de este modelo de S/. 25 916.00 y el balance económico positivo.

Palabras clave: elevador, mecanismo de tijeras y plataforma.

ABSTRACT

In this thesis entitled "Design of a lift with capacity of half ton and four meters in height, to improve the maintenance operations of house meshes in the field of asparagus of the company Camposol S.A" The objective of the present work is to design a lifting mechanism adapted to the needs of the company Camposol for the maintenance operations of mesh houses in the fields of asparagus in which tasks of height are executed.

The methodology used was the generalized design method for the mechanical design, which is a planned process with instructions of concrete actions to develop the project, the list of requirements was proposed, structure of functions, choice of the main solution preliminary project and project General optimum; For the development of the optimum general project, mechanical design theories for elevator structures were used, subjected to the most unfavorable loads in critical positions, when the elevator is folded and deployed. Solidworks software was used to analyze deformation stresses and safety factor in structures as well as analysis of buckling in the stem of the hydraulic cylinder.

As a result, a hydraulic lift with load capacity of half a ton with a height of four meters was designed from ground level to platform. The hydraulic pressure cylinder 250 bar. With a stroke of 380 mm and operation of the hydraulic-electric system of 6 HP that provides energy necessary to move the hydraulic cylinder.

Finally, it shows the technical characteristics of the elevator and the choice of accessories as well as their final schemes. An estimated budget was made for the manufacture of this model and its economic balance.

Key words: elevator, Scissor mechanism and platform.

I. Introducción.

1.1 Realidad problemática:

Camposol S.A, es la empresa agroindustrial líder en el Perú, la mayor exportadora de espárragos y el mayor productor de palta en el mundo. Está involucrada en la cosecha, el proceso y la comercialización de productos agrícolas de alta calidad, tales como paltas, arándanos, espárragos, uvas, mangos, pimientos, alcachofas, mandarinas y granadas que son exportados frescos, en conserva y congelados a mercados clave en Europa, los Estados Unidos de América y Asia.

Camposol con sede en el Distrito de Chao, se dedica en mayor producción al sembrío de espárragos, para la cual implanta los mejores métodos de cultivo de este producto agrícola. Dicho método consiste en cubrir en su totalidad los sembríos de esparrago con mallas cristalinas que van colocadas a una altura máxima de 4 metros, permitiendo de esta manera controlar el ingreso de plagas de insectos y a la vez crea un efecto invernadero que favorece al cultivo, logrando aumentar la producción y la calidad del esparrago. [1]

En la actualidad el mantenimiento de las casas mallas el cual consiste en la instalación y tejido de la malla, se utilizan herramientas como tabladillos que se tienen que armar y desarmar, también carretas los cuales tienen que cumplir la función de elevar equipos como grupo electrógeno y máquinas de coser manuales.

La problemática recae que en la actualidad las herramientas utilizadas como tabladillos y carretas no permiten lograr la posición de la malla a la altura recomendada, dificultando las operaciones de mantenimiento, además de ser herramientas que no brindan la seguridad al personal de mantenimiento, el cual es realizado tradicionalmente por 10 personas en diferentes funciones.

Debido al problema planteado, se propone el diseño de un sistema de elevación, que nos permita trabajar a la altura recomendada y que mejorare las operaciones de mantenimiento, en tiempos más cortos y de esta manera permitiendo cubrir la integridad de las personas que realizan esta labor.

1.2 Trabajos previos.

Martínez (2008), en su tesis para obtener el título profesional de Ingeniero Industrial con Especialidad en Mecánica. Realizada en la Universidad De Valladolid (Valladolid - España), titulada: “Diseño, cálculo y dimensionado de una plataforma elevadora móvil de personal con accionamiento hidráulico”.

Explica con esta máquina se pretenden cubrir las necesidades que en algunas ocasiones se solventan con plataformas estáticas o andamios, proporcionando así flexibilidad en las tareas para las que ha sido pensada esta grúa, como son: mantenimiento, reparación y limpieza de fachadas de edificios, mobiliario urbano y en general cualquier tarea que requiera trabajar a cierta altura con ayuda de herramientas pesadas.

Concluyendo, que para diseñar los elementos de esta máquina, con una altura de 7847mm y con una masa de elevación máxima de 300Kg, se atendió a criterio de funcionalidad y de resistencia de materiales llevándose a cabo así un estudio de los mayores esfuerzos a los que va a estar sometida cada pieza. Los esfuerzos principales con los que se interpreta el comportamiento de los perfiles ante las cargas aplicadas con factores de seguridad de 3.5 [8].

Guerrero J. (2013), en su tesis para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico. Titulada: “Diseño de elevador hidráulico para personas en condición de discapacidad para el laboratorio de investigación en biomecánica y robótica aplicada”. Esta tesis tiene como objeto diseñar un elevador que permita a las personas discapacitadas elevarse 70 cm para poder ingresar a una cabina simuladora de marcha en el laboratorio de biomecánica y robótica aplicada PUCP.

Concluyendo, en base al factor de seguridad 3, determinado para todas las estructuras estas pueden soportar cargas mayores a las consideradas en el diseño, se seleccionó un cilindro hidráulico de 50 mm de diámetro y una carrera de 165 mm se encuentran en el rango permisibles para trabajar a una presión de 100 bares, una bomba de engranes con presión de trabajo a 100 bares a una velocidad de rotación de 1750 rpm y un motor de 1 hp y 380 v para el sistema hidráulico [16].

Guamán y Vega (2003), en su tesis para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico. Realizada en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo (Riobamba - Ecuador), titulada: “Diseño y construcción de un elevador para la Facultad de Mecánica”. El objetivo principal del presente trabajo de tesis es diseñar y construir un elevador para mejorar la accesibilidad a la segunda planta del edificio central de la Facultad de Mecánica, especialmente para personas con movilidad reducida. Su diseño se realizó en base a la norma técnica INEN 2 299, la norma española UNEEN 81-1, las cuales establecen los requisitos que deben cumplir los ascensores en los edificios para que permitan la accesibilidad a las personas con movilidad reducida.

Concluyendo, que el diseño del ascensor bajo normas establecidas puede elevar una masa de 400Kg con un potencia de 3HP a una velocidad de 0.5 m/s y con un factor de seguridad de 3. [4]

Chávez Damián (2015) en su tesis para obtener el título profesional de ingeniero Mecánico. “Diseño de un elevador de tijeras por accionamiento hidráulico”, plantea el diseño, calculo, dimensionamiento y modelo de una plataforma elevadora de carga y la comprobación de todos los cálculos analíticos por el software Solidworks.

Concluyendo que el mecanismo es accionado por un cilindro hidráulico capaz de elevar la carga de la estructura y la carga viva, con una fuerza de 526.18 KN con un diámetro de pistón de 200 mm y un vástago de diámetro 90 mm.

Para una elevación de 3.5 metros y una carga de 1000 Kg. [13]

1.3 Teorías relacionadas al tema

1.3.1 Casa malla:

La función principal es básicamente la protección del cultivo en este caso esparrago, contra insectos, ya que la porosidad de la malla permite el intercambio gaseoso con el exterior pero no permite el ingreso de plagas.



Figura 1.1 Casa malla

Propiedades:

- El recubierto de polietileno, permite la producción de cultivos de alto valor en un ambiente semi-controlado.
- En su instalación la estructura es alta para aprovechar la luz y la ventilación.
- Mayor productividad, los rendimientos por unidad de superficie aumentan considerablemente y con ello los ingresos para el productor.
- Mayor control de las condiciones ambientales, evitando grandes variaciones térmicas, daño por viento, lluvia, granizo, heladas, escaldaduras del sol, etc.
- Permite mejor manejo, prevención y control de enfermedades y plagas como áfidos, trips, mosca blanca, pulgón y otros insectos.
- El trabajo se hace más cómodo y seguro, evitando la perdida de jornales por condiciones climáticas adversas.

La instalación y el mantenimiento de casa malla consiste en trabajos de altura ya que estas necesariamente están apoyadas en estructuras altas para aprovechar la luz y la ventilación del medio. [12]

Proceso de instalación de casa malla:

- Primero, se prepara el terreno donde se instalara la casa malla, para luego hacer los cimientos de concreto armado donde se paran las columnas de madero.
- Segundo, se colocan las vigas de madera amarradas con alambre templado.
- Tercero, una vez hecha la estructura se procede a hacer el tendido de la malla de polietileno para luego cocer formando así un recubrimiento a todo el sembrío.
- Por ultimo todas estas actividades se elaboran con una plataforma para los trabajos en altura.

Una vez terminada la instalación se procede a dar mantenimiento de las mallas en el caso de rupturas volviendo a cocerlas para impedir el ingreso de plagas.



Figura 1.2 Sembrío sin cubierta (Camposol S.A.)



Figura 1.3 Instalación de casa malla (Camposol S.A.)



Figura 1.4 Casa malla instalada (Camposol S.A.)

Estado de la tecnología.

a. Tipos de elevadores

Las plataformas elevadoras son muy útiles en la construcción y trabajos de altura, ya que nos ayudan a alcanzar niveles en los cuales se desea trabajar.

- Plataforma elevadora de tijera de almacen:

En la figura 1.5 se muestra un elevador vertical, sus principales componentes están enumerados. Para su funcionamiento primero se fija la plataforma (1) con una palanca de freno para que no se desestabilice por movimientos en la carga, luego accionar el pistón hidráulico (5) que empuja la estructura (2) y eleva la carga, las barandillas (4) son usadas para contener la carga en la plataforma.

La ventaja de este modelo de elevador, es que hay suficiente espacio para transportar materiales, trabajar fácilmente sobre ella con seguridad, ya que incorpora una barandilla que rodea la plataforma para la protección del trabajador o trabajadores que se encuentren dentro. [5]

1	Chasis
2	Mecanismo de tijera
3	Plataforma
4	Barandilla
5	Pistón hidráulico



Figura 1.5 Plataforma elevadora tipo tijera

- Plataforma articulada

En la figura 1.6 se muestra una plataforma articulada con sus principales componentes enumerados, su funcionamiento consiste en mover el chasis motriz (1) hasta el área de trabajo, posicionarlo luego accionar el sistema hidráulico hasta la altura requerida, con sistema rotativo (2) giramos la maquina 360° hasta la posición deseada, todos los movimientos son controlados por el operario que se encuentra en la plataforma (4).

Sirve para trabajos en lugares de difícil acceso, estas se desplazan verticalmente y hacia los lados, facilitando así el trabajo del operario, la desventaja es que solo puede subir un operario a la vez. [11]

1	Chasis motriz
2	Chasis de rotación
3	Articulación
4	Plataforma
5	Control de mando
6	Pluma

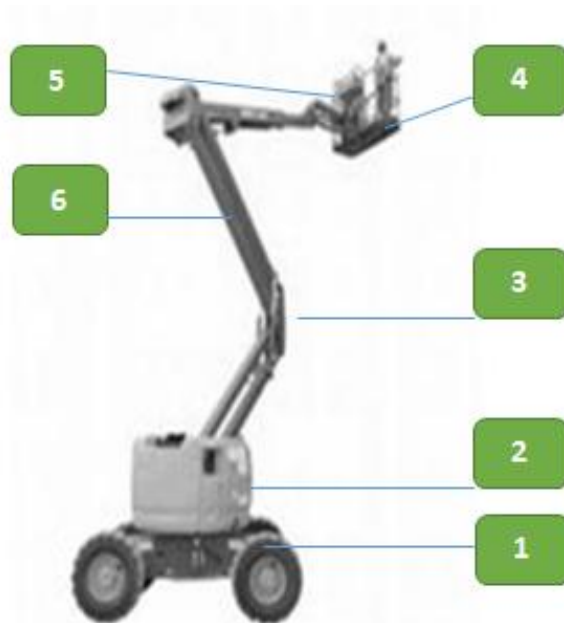


Figura 1.6 Plataforma articulada

- Plataformas telescópicas:

En la figura 1.7 se muestra una plataforma articulada con sus principales componentes enumerados, para su funcionamiento movemos el chasis motriz (1) hasta el área de trabajo para posicionar el elevador, se eleva con un cilindro

hidráulico (2) hasta el ángulo requerido, luego para alcanzar la altura requerida se extiende la pluma (4) y se fija para mayor seguridad.

Son muy parecidas a las articuladas aunque están tienen menor movilidad que las articuladas, son más grandes.

Estas plataformas telescópicas pueden alcanzar una altura considerable, ya que el brazo que sujeta la cesta donde va a trabajar el operario se va alargando. [11]

1	Chasis motriz
2	Pistón hidráulico
3	Canastilla
4	Extensión
5	Pluma
6	Base

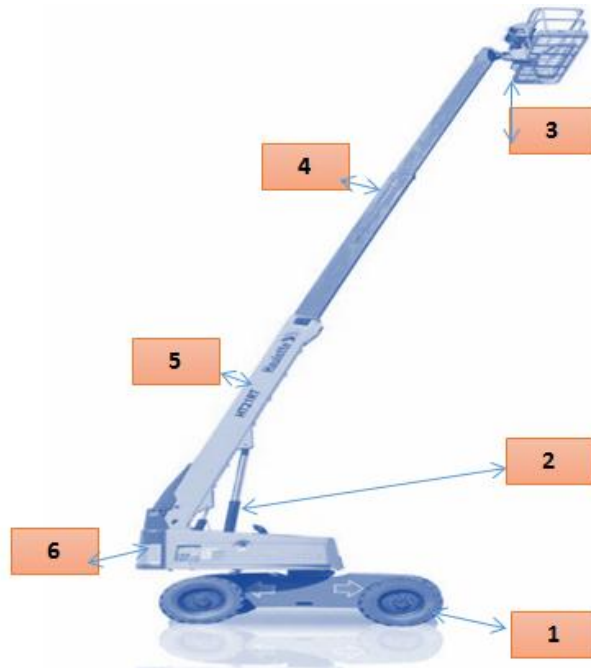


Figura 1.7 Elevador telescópico

- Mástiles verticales

En la figura 1.8 se muestra una plataforma articulada con sus principales componentes enumerados, para su funcionamiento posicionamos el chasis (1) en el área de trabajo, este es accionado por un control electrónico (5) luego las columnas (6) plegadas se expande y empuja a los componentes con un cilindro hidráulico para elevar la plataforma (3).

La plataforma se desplaza verticalmente, igual que la plataforma de tijeras. Tiene un espacio reducido de trabajo, pero son muy útiles para trabajos interiores por su reducido tamaño y movilidad. [11]

1	Chasis
2	Columna
3	Plataforma
4	Barandilla
5	Control de mando
6	Pistón hidráulico

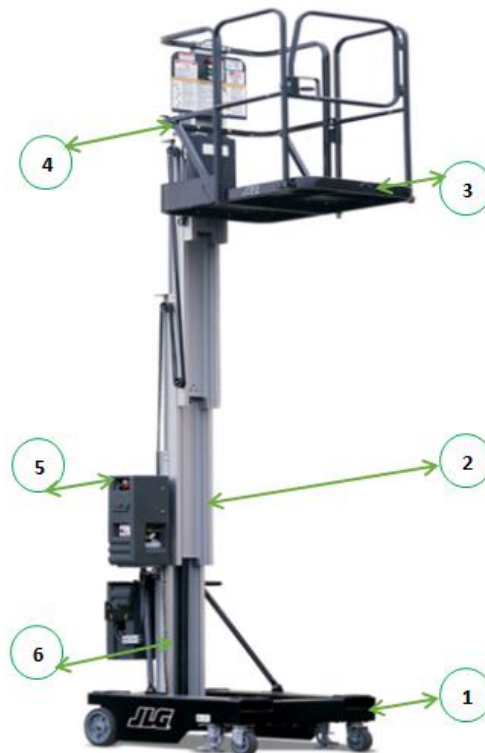


Figura 1.8 Mástil vertical

b. Materiales más comunes para plataformas:

Comúnmente se utiliza un acero para usos generales: AISI 1022 ya que la resistencia mecánica es suficiente y al ser propiedades estándar su coste no es excesivo. Para garantizar que las fuerzas que actúan sobre cada pieza no superan los valores admisibles, se comparan los resultados de los esfuerzos con la resistencia a fluencia. El esfuerzo que se va a comparar es la Tensión de Von Mises. Esto es porque es una teoría menos conservadora que la del esfuerzo cortante máximo ya que además de tener en cuenta los esfuerzos de tensión y compresión simples como responsables del fenómeno de fractura en los materiales, también considera la distorsión angular y la contribución de los esfuerzos normales en las superficies a 45° de la pieza sometida a tensión. Resistencia a fluencia del material = 365,6 N/mm².

1.3.2 Metodología del diseño.

Partiendo del estado de la tecnología, la etapa de la investigación presente en todo desarrollo de diseño se busca información de todo tipo, valiéndose del uso de internet, catálogos, revistas y patentes, involucrando en ello normas y estándares relacionados. En esta etapa se deberá captar toda la información necesaria para proceder con ello a diseñar la maquina deseada.

La solución estará relacionada a las funciones que se necesitan satisfacer en la operación por eso se desarrolla una estructura de funciones dividiendo la función principal en funciones parciales, basándose adicionalmente en la lista de exigencias.

a. Elaboración de la lista de exigencias:

En esta fase se establece claramente la necesidad que se está presentando; esta el diseño y construcción de la máquina, a partir de esta necesidad se dan las especificaciones requeridas y deseadas, propuestas por el cliente y el ingeniero diseñador.

Siguiendo como ejemplo el diseño de un elevador pequeño para personas discapacitadas para el laboratorio de biomecánica de la universidad UCP. [16]

Tabla 1.1 Lista de exigencias.

Núm.	Denominación	Requerimiento
1	Función	Traslado de 2 personas (300 Kg aproximadamente) a 1.5 m de altura con el nivel del suelo.
2	Estructura	Soportara 2 personas, cabina de 0.8 m. x 1.3 m.
3	Aplicación	Elevador para reemplazo de escalera en laboratorio
4	Dimensiones	Espacio a utilizar de 1.36 metros cuadrados (0.8 x 1.7)
5	Desplazamiento	Trayectoria vertical a velocidad cte. De 0.05 m/s
6	Materiales	Disponibles en el mercado nacional, sólidos y rígidos
7	Costos	Optima relación beneficio-costos
8	Seguridad	Viaje seguro de los pasajeros
9	Mantenimiento	Recomendaciones de mantenimiento preventivo

b. Elaboración de la matriz morfológica:

De la estructura de funciones desarrollada en base de la lista de exigencias planteamos el proceso de funcionamiento de la máquina, determinando las subfunciones se plantearan diversas formas de realizar el proceso descrito en dicha etapa. Para ello se hará uso del estado de la tecnología, que nos servirá para seleccionar la solución óptima.

En la figura 1.9 se muestra un ejemplo de matriz morfológica elaborada con la estructura de funciones, formando distintos conceptos de solución.

DISEÑO DE UN ELEVADOR PARA PERSONAS EN CONDICION DE DISCAPACIDAD		Version 1	
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ		Fecha: 11/04/2013	
		Realizado por:	
		Johnny Guerrero C.	
Funcion parcial	Portadores de funciones		
	1	2	3
Ingresan pasajeros			
Tipo de cabina			
Alimentación de energía		 Red Alterna - Monofaseica	 Red Alterna - trifaseica
Sistema motriz		 Motor cc	 Motor jaula de ardilla
Encender elevador			















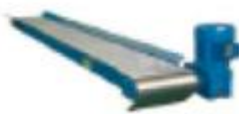




Subir elevador			
Mecanismo elevador			
Detener y asegurar elevador	 Tope		
Trasladar a paciente a simulador			
Descender elevador			
Salen pasajeros			
Soluciones	Solucion 1	Solucion 2	Solucion 3

Figura 1.9 Matriz morfológica (Fuente Guerrero J.) [16]

Solucion 1	
Solucion 2	
Solucion 3	

Solución 1:

En la figura 1.10 se muestra un bosquejo de un concepto de solución que corresponde al sistema de elevación tipo tijeral. En ésta se aprecia el elevador así como el grupo hidráulico del mismo y el tablero de control de todo el sistema de elevación. Además se indica tanto la zona de ingreso al elevador como la zona de salida del elevador hacia el simulador de marcha. El elevador se encontrara a nivel de la rampa de ingreso, luego cuando la persona ingrese se elevaran las tijeras hasta el nivel de ingreso al simulador de marcha. Se recomienda que el grupo hidráulico se ubique en la zona posterior de los cilindros hidráulicos, mientras que el tablero de control debe estar ubicado cercano al elevador para su operación. [16]

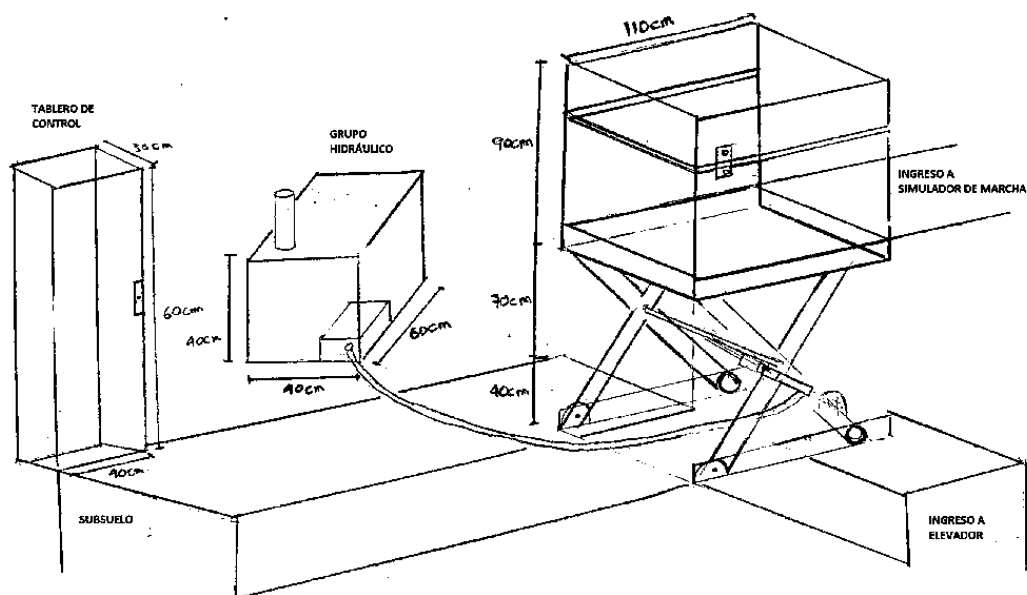


Figura 1.10 Elevador de tijeras [16]

Solución 2

En la figura 1.11 se muestra un bosquejo de solución que corresponde al sistema de elevación de columna. En ésta se aprecia el elevador así como el grupo hidráulico del mismo. Además se indica tanto la zona de ingreso al elevador como la zona de salida del elevador hacia el simulador de marcha. Además se puede apreciar en la figura que dentro del diseño se ha considerado tener una fosa de 40 cm de fondo en donde se comprimirá el elevador de tal forma que la plataforma de éste, se mantenga al nivel del suelo para un fácil acceso de los usuarios. Se recomienda que el grupo hidráulico se ubique en la zona posterior del cilindro hidráulico. [16]

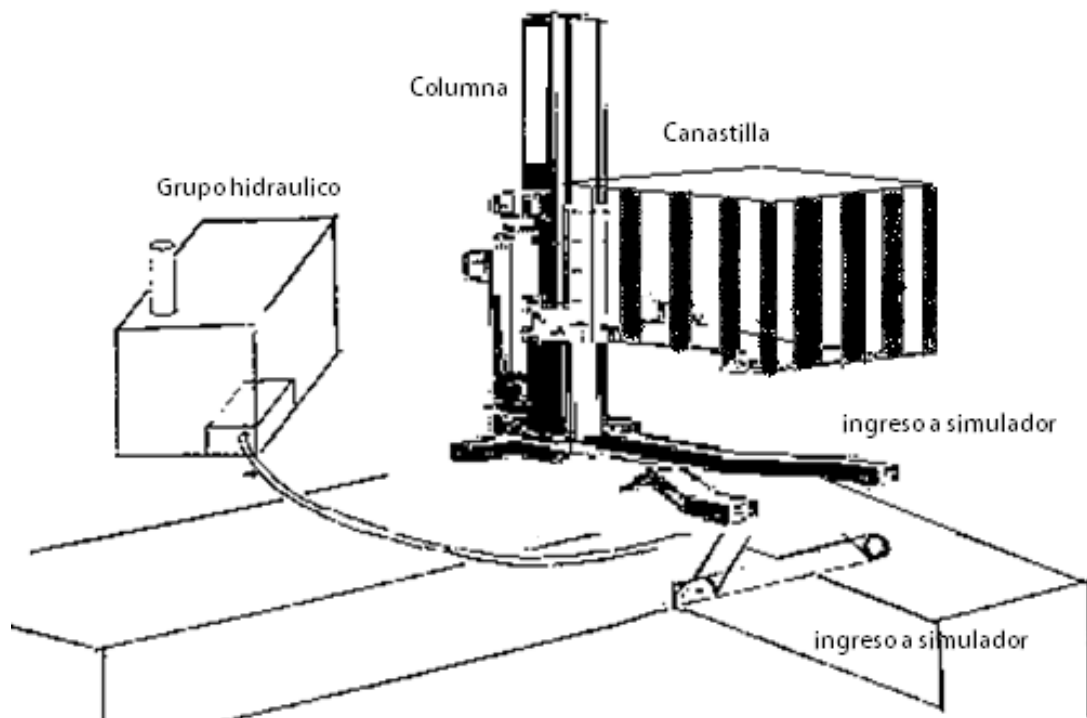


Figura 1.11 Elevador de columna [16]

Solución 3:

En la figura 1.12 se muestra un bosquejo de solución que corresponde al sistema de elevación tipo cilindro vertical. En ésta se aprecia el elevador funciona con un cilindro hidráulico vertical que eleva la plataforma. Además se indica tanto la zona de ingreso al elevador como la zona de salida del elevador hacia el simulador de marcha. Los modelos son semejantes cambiando algunos mecanismos de operación los cuales les dará ventajas de uno con respecto de los otros y así obtener calificaciones según estas características de diseño. [16]

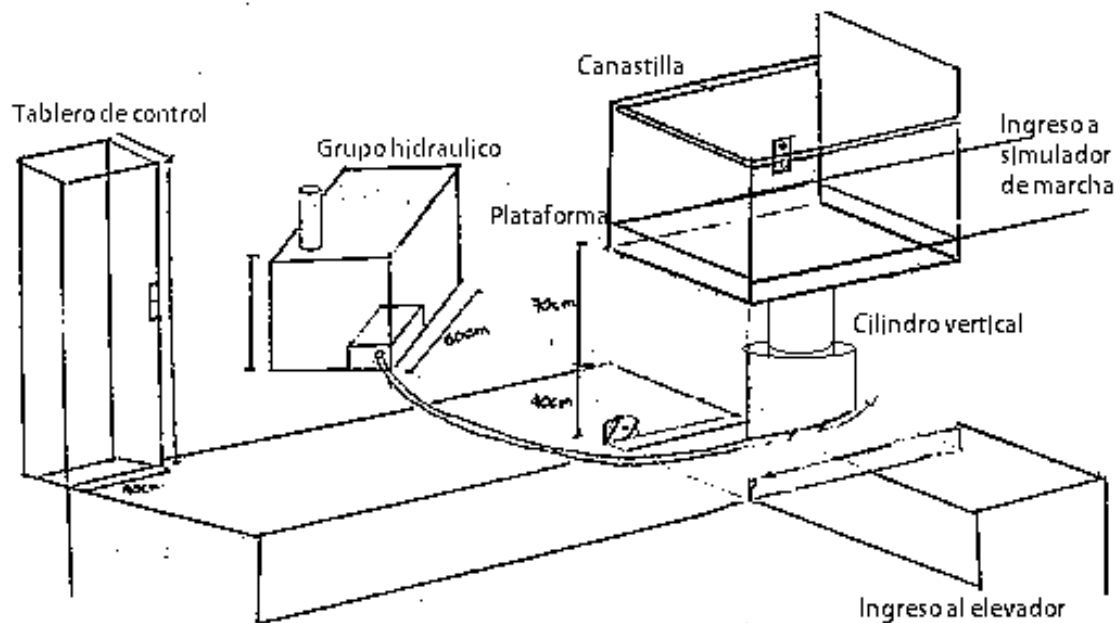


Figura 1.12 Elevador de cilindro vertical [16]

1.3.3 Concepto de la solución.

En esta etapa del diseño se evalúan cualitativamente las alternativas preliminares. Se obtiene una primera posibilidad del costo aproximado de los criterios escogidos, siguiendo con la metodología, se practica un primer análisis tecno-económico de las alternativas según la norma VDI 2225 parte 1. Mediante el empleo de formatos, se evalúan criterios tanto técnicos como económicos. Tomando como ejemplo el diseño de un elevador pequeño para personas discapacitadas para el laboratorio de biomecánica de la universidad UPCP. [16]

Según las características de cada alternativa estas resaltan de manera particular por los mecanismos que utilizan.

Los puntajes están basados para los criterios de evaluación en su importancia como parte de la máquina, g: 3 = muy importante; 2 = importante; 1 = poco importante. Y para cada alternativa p: 4 = ideal; 3 = muy bien; 2 = bien; 1 = regular; 0 = no cumple.

Función: las tres soluciones cumplen bien muy bien este criterio pero el más destacable es el elevador de tijeras que puede elevar sin problemas al paciente.

Forma: las tres soluciones cumplen muy bien ya que se adaptan al simulador de marcha.

Diseño: el diseño de las tres soluciones es aceptable destacando el primero y el segundo por su forma y función.

Ergonomía: Se consideró por ser una máquina para elevar personas discapacitadas y es muy importante la comodidad de estas.

Fabricación: la solución uno cumple muy bien destacando de las demás por la facilidad para preparar los elementos que la componen.

Montaje: al igual que para la fabricación, como la solución tiene elementos de formas sencillas estas serán fáciles de armar.

Manipulación: hacer funcionar la maquina debe ser fácil y seguro esa es una característica que las tres soluciones cumplen muy bien.

De esa forma con la observación podemos ir denominando a cada alternativa y llenar la tabla de la Figura 1.13.

Nº	Criterio de evaluación	Proyecto								
		Solución 1		Solución 2		Solución 3		Sol. ideal		
		g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Función	3	4	12	3	9	3	9	4	12
2	Forma	3	3	9	1	3	1	3	4	12
3	Diseño	2	3	6	3	6	2	4	4	8
4	Seguridad	3	3	9	3	9	2	6	4	12
5	Ergonomía	2	3	6	3	6	3	6	4	8
6	Fabricación	3	3	9	2	6	2	6	4	12
7	Montaje	3	3	9	2	6	2	6	4	12
8	Manipulación	2	3	6	3	6	3	6	4	8
9	Transporte	1	3	3	2	2	2	2	4	4
10	Uso de energía	2	2	4	3	6	2	4	4	8
11	Mantenimiento	2	4	8	2	4	2	4	4	8
12	Estabilidad	2	2	4	3	6	3	6	4	8
13	Confiabilidad	2	3	6	2	4	2	4	4	8
14	Rigidez	1	2	2	2	2	2	2	4	4
	Total			93		75		68		124
En el criterio p: 4: ideal; 3: cumple muy bien; 2: cumple bien; 1: cumple regular; 0: no cumple										
En el criterio g: 3: muy importante; 2: importante; 1: poco importante										

Figura 1.13 Análisis técnico [16]

Igual para la evaluación económica aquí la puntuación de p será 7 = ideal; 8 = muy bien; 9 = bien; 10 = regular; 11 = no cumple.

Costo de material: según las formas y la fabricación los valores económicos de material cumple muy bien para el primer caso.

Costo de fabricación: es el consecuente del anterior por eso será muy importante para los tres.

Costo de mano de obra: el más sencillo de fabricar será el de menor costo del cual destaca la primera solución.

Costo de mantenimiento: los componentes debe de ser de fácil acceso, eso determina la dificultad del mantenimiento y su costo de los cuales el primero y tercero cumplen bien.

Núm.	Criterio de evaluación	Proyecto								
		Solución 1		Solución 2		Solución 3		Sol. ideal		
		g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Costo de material	2	8	16	9	18	9	18	7	14
2	Costo de Fabricación	3	8	24	8	24	8	24	7	21
3	Costo de mano de obra	2	7	14	8	16	8	16	7	14
4	Costo de montaje	3	8	24	8	24	8	24	7	21
5	Costo de mantenimiento	3	8	24	9	27	8	24	7	21
	Total			102		109		106		91
En el criterio p: 7: ideal; 8: cumple muy bien; 9: cumple bien; 10: cumple regular; 11: no cumple En el criterio g: 3: muy importante; 2: importante; 1: poco importante										

Figura 1.14 Análisis económico (Fuente Guerrero J.)

Debido a la diferente importancia en el proyecto se realizan dos evaluaciones, una sin peso ponderado y la otra considerando este. La calificación de estas alternativas se presenta en la tabla 1.2, mostrándose los valores relativos alcanzados por cada uno con respecto a la solución ideal. Se consideran las alternativas que hayan alcanzado valores mayores o iguales a 0,6. Las alternativas más próximas al valor ideal son las mejores considerándose la siguiente tabla:

Tabla 1.2 tabla de valoración técnica económica.

	Eje x (Valoración técnica)	Eje y (Valoración Económica)
Solución 1	0.75	0.89
Solución 2	0.6	0.83
Solución 3	0.55	0.86

Luego se grafican en coordenadas cartesianas los valores técnicos y económicos X_i e Y_i , así como también los valores de la solución ideal.

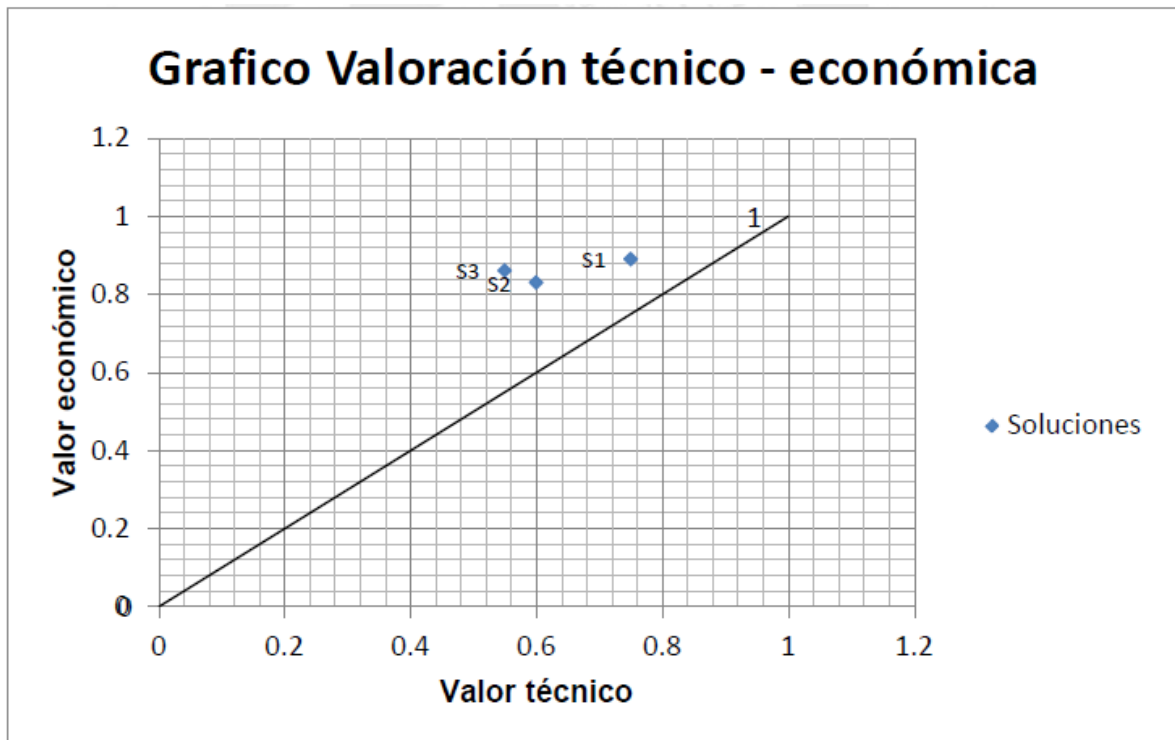


Figura 1.12 Grafica de la evaluación técnica-Económica. (Fuente Guerrero J.)

De la figura 1.12 podemos fijarnos que la solución 1 tiene mejores balances entre valor técnico y valor económico acercándose a la unidad que es el valor ideal por eso concluimos que ese modelos es el óptimo para nuestro diseño.

Norma VDI 2225

Norma usada para el diseño mecánico la cual establece una evaluación técnica y económica. Esta evaluación se realiza dando puntajes del 1 al 4 para cada alternativa de solución en cada función.

Para poder apreciar la calificación de las alternativas se comparan estas con el puntaje alcanzado por la solución ideal. Sólo se tienen en cuenta las alternativas de solución que alcancen valores mayores a 0.6. Las alternativas que se acerquen más al valor ideal son las mejores.

1.3.4 Aspectos técnicos para el diseño de sistemas de elevación.

a. Capacidad de carga de un elevador.

Esta se determina a partir del peso máximo que se alojara en la cabina o plataforma del elevador sumándosele el peso de la plataforma y cabina así como los dispositivos complementarios que pueda a utilizar la máquina.

b. Factores para determinar la velocidad de un elevador.

Los factores que determinan la velocidad de elevación de la plataforma son los siguientes:

- La altura de elevación.
- El tipo de elevador y su propio destino.
- La restricción de las aceleraciones en los límites que no provoquen efectos desagradables en el organismo humano.

Por lo general el rango de velocidades utilizadas en elevadores para personas 0.2 metros por segundo. Según el Ministerio de vivienda, construcción y saneamiento Norma técnica G.050 seguridad durante la construcción.

c. Norma UNE-EN

Para el cálculo y el diseño nos ayudaremos de la norma UNE-EN 280-1:2013, parte 1 (Norma para la elaboración de elevadores de obras de construcción para cargas).

d. Norma de uso y mantenimiento

A continuación se mencionan las normas de uso y mantenimiento más relevantes:

- Queda prohibido el uso de la plataforma para finalidades distintas al desplazamiento de personas, herramientas y equipos en el lugar de trabajo.
- Está prohibido subir y bajar de la plataforma cuando ésta se encuentre en movimiento.
- Queda prohibida la manipulación y la desactivación de cualquiera de los dispositivos de la máquina.

- Está prohibido sobrepasar la carga máxima y el número de personas autorizado por el fabricante.
- Queda prohibido el uso de plataformas en situaciones de tormenta eléctrica.
- Está prohibido realizar cualquier tipo de movimiento cuando la visibilidad sea nula.
- Está prohibido alargar el alcance de la plataforma con medios auxiliares, como escaleras o andamios.
- Está prohibido sujetar la plataforma a estructuras fijas. En caso de quedar enganchados accidentalmente a una estructura, no se deben forzar los movimientos para liberarla y hay que esperar auxilio desde tierra.
- No está permitido colocarse entre los elementos de elevación de la máquina.
- Cuando se utilicen plataformas elevadoras sobre carriles, deben tener buena nivelación, cimentación y alineación, y topes en sus extremos. Los traslados deben realizarse sin trabajadores en la plataforma.
- Al terminar el trabajo verificar la total inmovilización de la máquina.

1.3.5 Cálculo estructural.

a. Análisis por pandeo:

Es importante realizar un análisis de pandeo al vástago para que no se produzcan fallas por cargas de flexión, debido a que, es el elemento más importante, que se encarga del desplazamiento vertical de ascenso y descenso del elevador.

Carga crítica – fórmula de Euler:

Es la máxima carga que puede soportar el vástago, y se determina según la ecuación:

$$P_{cr} = \frac{C * \pi^2 * E_v * A_v}{(L_v/k)^2} \quad (1.1)$$

Dónde:

- P_{cr} : Carga crítica del vástago [N]
- C : Constante que depende de la condiciones de los extremos del vástago.

En la figura 1.14, se detallan las diferentes condiciones de los extremos, así tenemos:

- (a) Ambos extremos están articulados, (b). Ambos extremos están empotrados, (c). Un extremo libre y el otro empotrado y (d). Un extremo articulado y el otro empotrado.

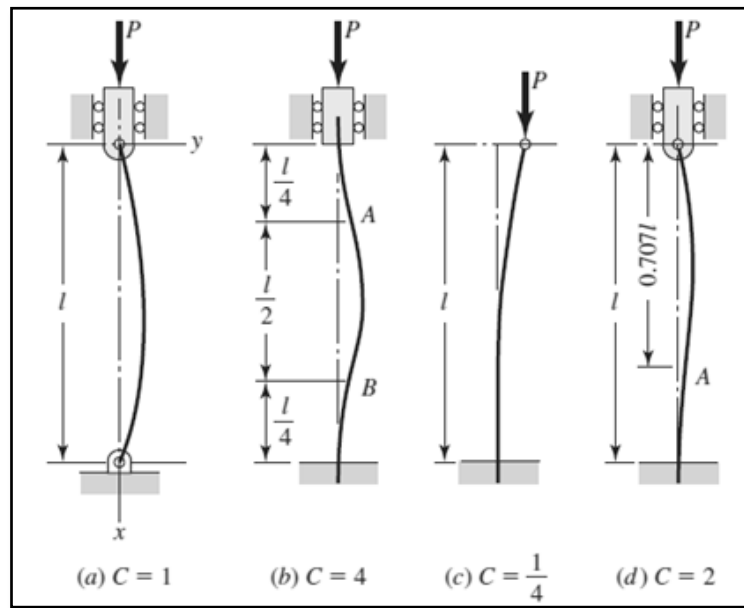


Figura 1.14. Constantes según las condiciones en los extremos.

- E_v : Módulo de elasticidad del material del vástago, el vástago debido a sus condiciones de trabajo tiene que ser de material acero para lo cual:

$$E_v = 207\text{GPa}(30\text{Mpsi}).$$

- A_v : Área transversal del vástago $[\text{m}^2]$

$$A_v = \frac{\pi * d_v^2}{4} \quad (1.2)$$

Siendo; d_v : Diámetro del vástago [m]

- L_v/k : Relación de esbeltez real
- L_v : Longitud o carrera del vástago [m]
- k : Radio de giro [m]

El radio de giro depende del área transversal y del momento de inercia del vástago, y se determina por la ecuación:

$$k = \sqrt{\frac{I_v}{A_v}} \quad (1.3)$$

Dónde:

I_v : Momento de inercia del vástago $[m^4]$

A_v : Área transversal del vástago $[m^2]$

Tenemos:

Para una sección circular,

$$I_v = \frac{\pi * d_v^4}{64} \quad (1.4)$$

Dónde:

I_v : Momento de inercia del vástago $[m^4]$

d_v : Diámetro del vástago $[m]$

Comprobación del diseño, por la relación de esbeltez

Si se cumple la siguiente condición, el diseño es satisfactorio, es decir se utiliza la ecuación de Euler solo cuando la relación de esbeltez real es mayor que, $(L_P/k)_1$

$$\frac{L_v}{k} > \left(\frac{L_v}{k}\right)_1 \quad (1.5)$$

Tenemos:

$$(L_v/k)_1 = \left(\frac{2 * \pi^2 * C * E_v}{S_y}\right)^{1/2} \quad (1.6)$$

Dónde:

E_v : Módulo de elasticidad del material del vástago $[Pa]$

C: Constante que depende de la condiciones de los extremos del vástago.

S_y : Resistencia a la fluencia del material del vástago [Pa]

b. Factor de diseño:

Es la relación entre la carga crítica y la fuerza de operación del vástago, es decir:

$$n_v = \frac{P_{cr}}{F_v} \quad (1.7)$$

Dónde:

n_v : Factor de diseño del vástago

P_{cr} : Carga critica del vástago [N]

F_v : Fuerza en el vástago [N]

1.3.6 Esfuerzo cortante en placas.

Cuando un pasador esté dispuesto en la unión de tal manera que sólo esté sometido a un esfuerzo cortante ($F_{E,b}$), o esfuerzo de cortadura, entonces la resistencia ($F_{R,b}$) de dicho pasador de diámetro " d ", sección transversal " A " y fabricado de un tipo de acero que tenga una resistencia última a tracción f_{ub} , viene determinada por la siguiente expresión:

$$F_{R,b} = 0,6 \cdot A \cdot f_{ub} / \gamma_{Mb} \quad (1-8)$$

Donde γ_{Mb} es el coeficiente parcial para la resistencia del acero del que está fabricado el pasador. En este caso, para uniones, se tiene que este coeficiente de seguridad vale $\gamma_{Mb} = 1,25$.

Entonces se tendrá que el pasador empleado de diámetro " d " resistirá con garantías a la sollicitación ($F_{E,b}$) que actúa sobre el bulón, si se cumple que:

$$F_{R,b} > F_{E,b} \quad (1-9)$$

Donde,

$F_{R,b}$ es la resistencia a cortante del pasador, calculada según la expresión anterior;

$F_{E,b}$ es el valor del esfuerzo cortante que actúa sobre el pasador.

Por otro lado, y una vez comprobado la resistencia del pasador, también habrá que comprobar si las piezas que enlaza el pasador son capaces de resistir igualmente el esfuerzo $F_{E,b}$ actuante.

En efecto, dado una de las piezas enlazadas, tal como se muestra en la figura adjunta, de espesor " t " y unidas a las otras piezas por un bulón de diámetro " d " que se encontrará alojado en el taladro practicado con diámetro " d_0 " en la pieza como se muestra en la figura 1.15.

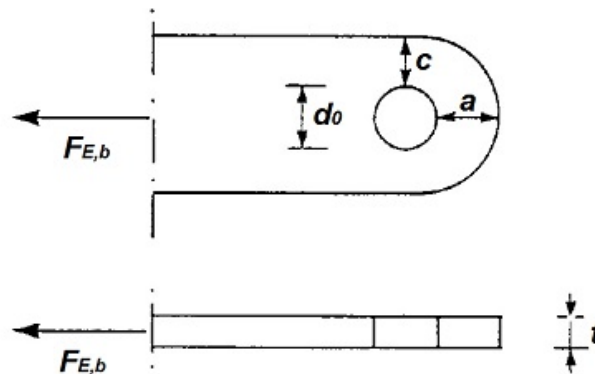


Figura 1.15 dimensiones en placas de pasadores

Entonces, para que la pieza sea capaz de transmitir con seguridad el esfuerzo $F_{E,b}$ actuante, su geometría, así definida en la figura adjunta, deberá cumplir con las siguientes condiciones:

- Distancia del borde del agujero de la pieza al borde más próximo que sea perpendicular al esfuerzo a transmitir:

$$a \geq \frac{F_{E,b} \cdot \gamma_{M0}}{2 \cdot t \cdot f_y} + \frac{2 \cdot d_0}{3} \quad (1-10)$$

- Distancia del borde del agujero de la pieza al borde más próximo paralelo al esfuerzo a transmitir:

$$c \geq \frac{F_{E,b} \cdot \gamma_{M0}}{2 \cdot t \cdot f_y} + \frac{d_0}{3} \quad (1-11)$$

Donde γ_{M0} es el coeficiente parcial para la resistencia del acero del que está fabricado la pieza o placa que enlaza el bulón para la sección transversal, cuyo valor para los estados límites últimos vale $\gamma_{M0} = 1,05$.

Por otro lado, además se tiene que f_y es el límite elástico del acero de la pieza y f_u su resistencia última a la tracción.

Además de las condiciones geométricas anteriores donde se han definido las distancias mínimas que deben existir desde el borde del taladro a los bordes de la pieza, se deben cumplir otras relaciones entre el diámetro del taladro practicado en la pieza y el espesor de ésta.

En efecto, si " d_0 " es el diámetro del taladro practicado en la pieza y " t " es el espesor de la pieza, para que ésta pueda resistir con garantías suficientes el esfuerzo $F_{E,b}$ actuante sobre el bulón alojado en la pieza, entonces se deberá comprobar también que se cumple con los siguientes requisitos:

$$\begin{aligned} d_0 &\leq 2,5 \cdot t \\ t &\geq 0,7 \cdot \sqrt{\frac{F_{E,b} \cdot \gamma_{M0}}{f_y}} \end{aligned} \quad (1-12)$$

En caso de emplearse chapas de refuerzo dispuestas para aumentar el área neta de las piezas o su resistencia al aplastamiento, éstas deberán disponerse sin excentricidad y tendrán el tamaño suficiente para poder transmitir a la pieza el esfuerzo que le corresponda. La unión entre ambas piezas deberá dimensionarse para resistir este esfuerzo [6].

1.3.7 Estudio financiero.

a. Valor actual neto:

Es un método de valoración de inversiones que puede definirse como la diferencia entre el valor actualizado de los cobros y de los pagos generados por una inversión.

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+r)^t} - I_0 \quad (1.8)$$

Dónde:

VAN : Valor actual neto [\$]

V_t : Flujos de caja en cada tiempo [\$]

r: Interés [%]

t: Número de períodos considerados [años]

I_0 : Valor del desembolso inicial de la inversión [\$]

b. Tasa interna de retorno:

La tasa interna de retorno de una inversión o proyecto, es la tasa efectiva anual compuesto de retorno o tasa de descuento que hace que el valor actual neto de todos los flujos de efectivo (tanto positivos, como negativos) de una determinada inversión sean igual a cero.

$$\sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1 + TIR)^t} - I_0 = 0 \quad \text{Ec. (1.9)}$$

Dónde:

TIR: Tasa interna de retorno [%]

VAN: Valor actual neto [\$]

V_t : Flujos de caja en cada tiempo [\$]

t: Número de períodos considerados [años]

I_0 : Valor del desembolso inicial de la inversión [\$]

1.4 Formulación del problema

¿Cuáles son las características técnicas de diseño de un sistema de elevación de 4 metros de altura con capacidad de carga de media tonelada, que permita mejorar las operaciones de mantenimiento de casa malla en el sembrío de espárragos de la empresa Camposol S.A?

1.5 Justificación del estudio

▪ Relevancia económica:

El diseño de un sistema de elevación, permitirá a la empresa Camposol S.A, incrementar la velocidad de operación en el mantenimiento y por lo tanto lograr un mayor beneficio útil para la empresa. Además de la reducción de los costos en mano obra para las labores de mantenimiento.

▪ Relevancia tecnológica:

La aplicación de la ingeniería en el diseño de un sistema de elevación de media tonelada, logrará obtener elementos de mayor duración, con alta confiabilidad operacional. Permitiendo a la empresa Camposol S.A, estar un paso adelante frente a otras empresas del mismo rubro.

▪ Relevancia institucional:

El estudio de problemáticas en el sector industrial, como el diseño de un sistema de elevación de una tonelada, permitirá al alumno de la Universidad Cesar Vallejo extender sus conocimientos hacia el campo laboral.

▪ Relevancia socio-ambiental:

Mejora de la calidad de trabajo para los operarios y mejorar las condiciones ambientales para los sembríos.

1.7 Objetivos

1.7.1. Objetivo General

Diseñar un sistema de elevación con capacidad de carga de media tonelada, para mejorar el mantenimiento de casas mallas en el sembrío de espárragos de la empresa Camposol S.A”

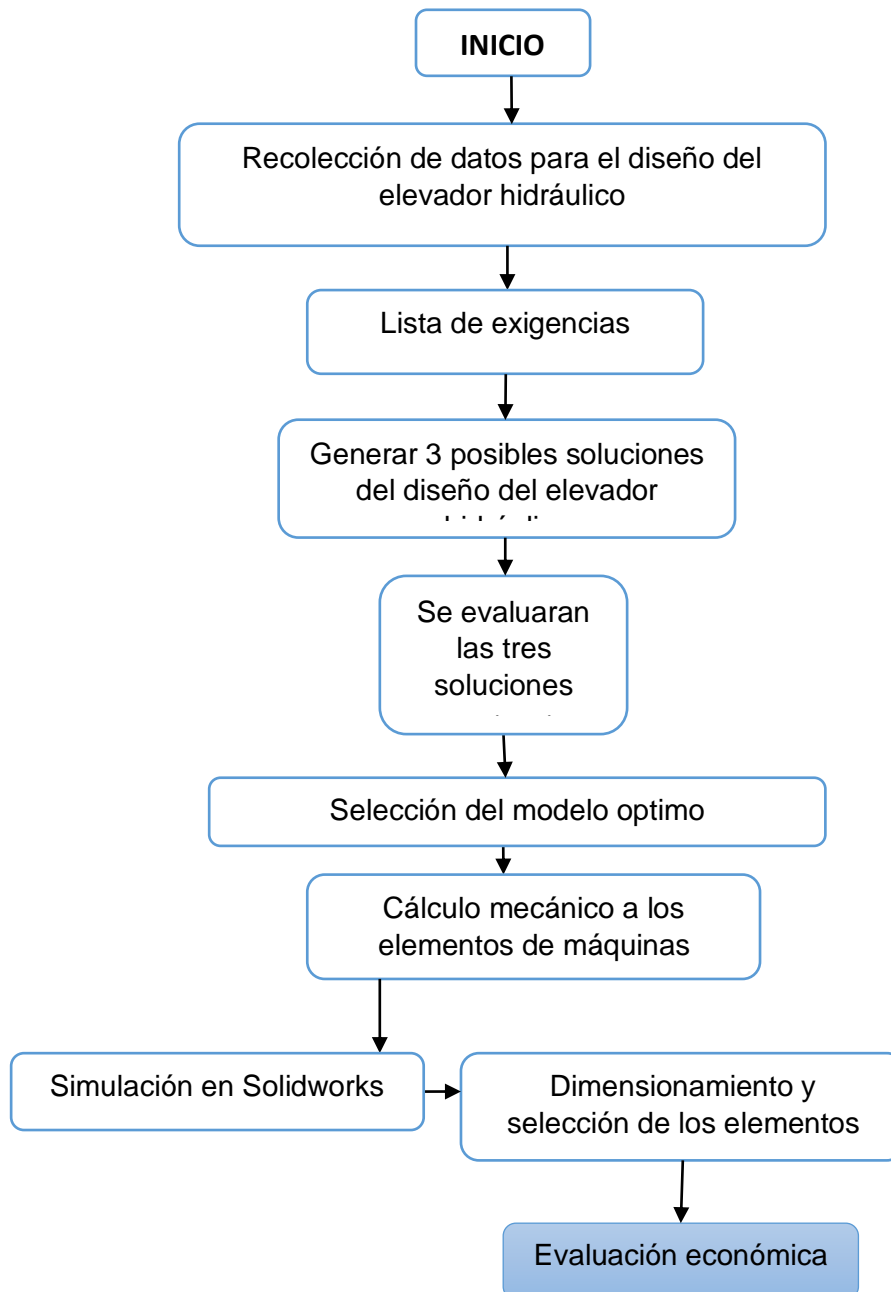
1.7.2. Objetivos específicos

- a) Conocer la importancia del uso de casa malla en el cultivo de esparrago.
- b) Aplicar la metodología en el proceso de diseño mecánico.
- c) Realizar un análisis y evaluación de las distintas posibilidades de solución, para obtener un proyecto preliminar óptimo.
- d) Diseñar los componentes de la solución óptima del sistema de elevación.
- e) Modelar y simular la máquina elevadora en el Software Solidworks.
- f) Realizar un análisis económico del proyecto V.A.N. y T.I.R.

II. Marco metodológico

2.1 Diseño de investigación:

2.1.1 Diagrama de flujo:



2.2 Variables, operacionalización

2.2.1 Variables independientes:

- Carga de diseño (Kg)
- Velocidad de ascenso y descenso del elevador (m/s)
- Altura máxima del elevador (m)

2.2.2 Variables dependientes:

- Dimensionamiento y forma de los componentes de la maquina (m)
- Potencia del actuador (W)

2.3 Población y muestra

2.3.1. Población:

Maquinaria agrícola en la empresa Camposol S.A.

2.3.2. Muestra:

Maquina: Elevador

Tabla 2.1. Especificaciones del elevador hidráulico

PARAMETRO	ESPECIFICACION	DESCRIPCION
Peso por persona	80 Kg	Peso neto de cada persona
Peso de herramientas	180 Kg	Peso neto de los equipos usados en mantenimiento
Altura máxima	4 metros	Altura máxima de la plataforma al suelo
Altura mínima	1 metros	Altura mínima de la plataforma al suelo
Velocidad de ascenso	0.1 m/s	Velocidad a la que se eleva la plataforma con pasajeros y carga.
Estabilidad	buena	Capacidad para mantenerse en la posición de trabajo
Tipo de superficie	arenosa	Tipo de suelo agrícola por la cual se desplazara la maquina

2.4 Técnicas e instrumentos de recolección de datos

Para la recolección de datos del presente proyecto de investigación, serán necesarias las técnicas de análisis:

La entrevista:

Al personal de mantenimiento que labora diariamente, sobre las condiciones de trabajos y deficiencias de los actuales equipos de elevación.

La observación:

Consiste en observar al personal laborando y las condiciones en las que trabaja.

Instrumentos:

- Libros de la biblioteca de la Universidad Cesar Vallejo
- Catálogos de equipos y componentes
- Uso de internet
- Laptop
- Software de simulación Solidworks

Informantes:

- Empresa Camposol S.A.
- Biblioteca Universidad Cesar Vallejo
- Proveedor de mallas de polietileno

2.5 Métodos de análisis de datos

Primero, a través del análisis documental en fichas de registro se tomaran datos relevantes para el diseño del sistema de elevación con el que mejoraremos las condiciones de operación en el mantenimiento de casa malla tales como: número de personas, masa de las personas y equipos de mantenimiento, altura de elevación velocidad de ascenso y descenso.

Segundo, se propondrá una lista de exigencias, basada en la función principal, producción, calidad, control, operación, seguridad, fabricación, montaje, mantenimiento y ergonomía. Donde se generaran 3 alternativas de solución. Una vez obtenido las tres soluciones y dibujadas a mano alzada para su mejor entendimiento, se evaluará cada solución mediante tres aspecto: Menores costos de diseño, Menores costos de mantenimiento y materiales de acuerdo al mercado local.

Tercero, una vez ya obtenida la mejor solución de diseño, se realizaran los cálculos, basándonos en análisis estático. Permitiendo dimensionar y seleccionar todos los elementos de máquinas que involucra el diseño de un elevador, con factores de seguridad superiores a la unidad.

Cuarto, se diseñara el elevador hidráulico utilizando el Software SolidWorks para corroborar los factores de seguridad de todos los elementos dimensionados y seleccionados; y se establecerá los planos de fabricación. Permitiendo de esta manera realizar un análisis financiero.

2.6 Aspectos éticos

El supervisor de la empresa Camposol S.A, fue informado del procedimiento, como parte de los criterios de seguridad establecidos por la empresa. Esta autorización fue aceptada en términos de estado consciente y voluntario por parte del supervisor de la empresa Camposol S.A.

III. Resultados.

3.1 Análisis del problema:

Casa malla:

Básicamente es un protector de cultivo, en este caso espárrago, contra insectos, ya que la porosidad de la malla permite el intercambio gaseoso con el exterior pero no permite el ingreso de plagas.

La importancia de casa malla en el cultivo de espárrago para la protección contra plagas tiene un alto valor en la agroindustria Camposol S.A.

Las operaciones de instalación y mantenimiento se ejecutan normalmente haciendo uso de una plataforma con estructuras el cual involucra un tiempo de armado en el área de trabajo, dilatando el tiempo. Existe la necesidad de construir un medio de elevación.

Con respecto a la capacidad de elevación del elevador deberá llegar a una altura aproximada a la de la casa malla y esta tendrá que elevar a los operarios y sus herramientas a la altura requerida, en la figura 3.1 se muestra las dimensiones de la malla.

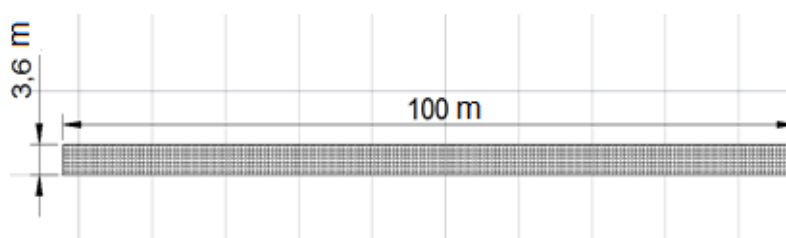


Figura 3.1 Malla de polietileno extendida. Unid metros

El sistema de elevación a diseñar deberá brindarle toda la seguridad que sea requerida en su traslado a los usuarios y en función a las necesidades para el mantenimiento de casas malla, respetando el espacio que ocupan los cultivos.

Factores de diseño:

- Carga nominal: 500 Kg que tendrá que soportar el elevador.
- Cargas debidas al viento.
- Velocidad de elevación: 30 segundos

3.2 Diseño del sistema de elevación óptimo.

3.2.1 Lista de exigencias:

LISTA DE EXIGENCIAS		
Categoría	Descripción	D/E
Función	Poder elevar una carga (personas y herramientas) de media tonelada a una altura aproximada de 4 metros.	E
Dimensión	Espacio a utilizar aproximado de 1.2 m de ancho y 2.4 m de largo.	E
Traslación	El equipo debe ser capaz de trasladarse mediante remolque o cargándolo sobre suelo arenoso.	E
Operatividad	El diseño del sistema deberá permitir al operador maniobrar con facilidad y comodidad el equipo.	E
Fabricación	La mayoría de materiales debe poder encontrarse en el mercado nacional, deberá contar con formas constructivas sencillas que permitan su fabricación en el menor tiempo posible.	E
Material	Los materiales de la estructura deben estar disponibles en el mercado.	E
Desplazamiento	La plataforma tendrá una trayectoria vertical hasta alcanzar una altura de 4 metros con respecto del suelo.	D
Montaje	Debe ser completamente desarmable para poder acceder a todos los componentes.	E
Mantenimiento	El equipo debe tener fácil acceso a cada componente para su mantenimiento y limpieza.	E
Seguridad	Debe ser confiable y estable en su operación, basándose en la norma UNE-EN 280-2013-1 y Ministerio de vivienda, construcción y saneamiento del Perú para el viaje de pasajeros.	E
Costo	Los costos de la fabricación deberán ser lo más mínimo y tener una buena relación beneficio-costos	D

*D/E: Deseos (D) o Exigencias (E)

3.2.2 Estructura de Funciones.

La función total del elevador es levantar al personal encargado de las operaciones de mantenimiento de la casa malla, se puede representar en sub-funciones las cuales son:

- **Movilizar:** Transportar al vehículo en la zona de trabajo
- **Posicionar:** Ubicar el vehículo en posición de trabajo para que pueda subir el operario de una manera adecuada.
- **Contener:** Contener al operario dentro del vehículo, de manera que pueda asegurar la seguridad del operario dentro del vehículo en pleno trabajo.
- **Ascender:** Llevar al operario a un punto alto para poder realizar determinado trabajo.
- **Estabilizar:** Estabilizar al vehículo que contiene al operario a una determinada altura.
- **Descender:** Descender al operario hasta el punto de inicio de manera que pueda bajar del vehículo.
- **Salir:** se refiere a la salida de los usuarios de la plataforma al suelo.

Funciones.

Cada una de las funciones que debe cumplir nuestro diseño se indica en la figura 3.2

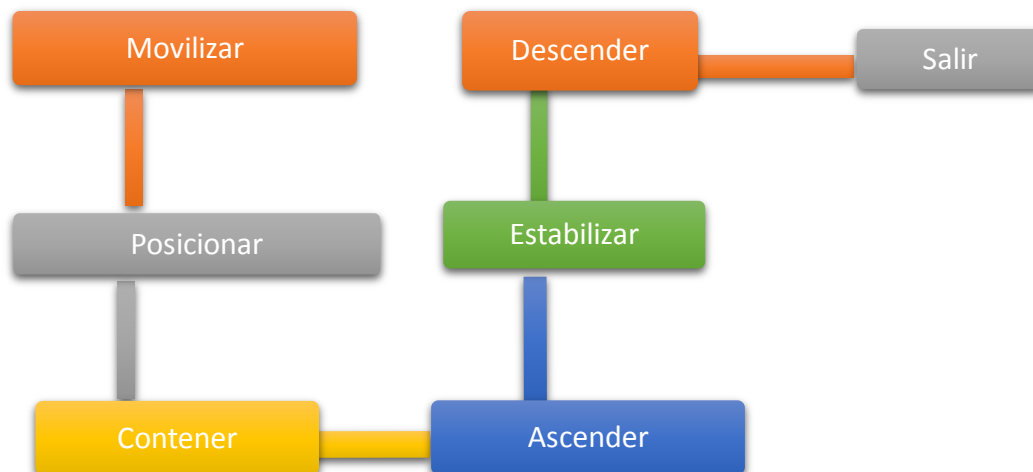










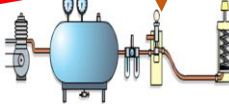




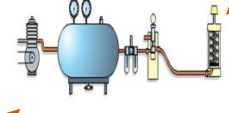









Figura 3.2 Estructura de funciones

Matriz Morfológica.

a. Alternativas









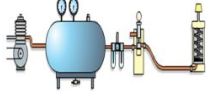




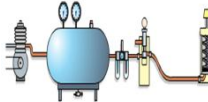



Cuadro 3.1 Alternativas de solución

FUNCIONES PARCIALES		PORTADORES DE FUNCIÓN		
		ALTERNATIVAS		
01	MOVILIZAR			
02	POSICIONAR			
03	CONTENER			
04	ASCENDER			
05	ESTABILIZAR			
06	DESCENDER			
07	SALIR			

 **Concepto**
 **Solución 1**
 **Solución 2**
 **Solución 3**

b. Cuadro de soluciones.

Cuadro 3.2 matriz ordenada

FUNCIONES PARCIALES		SOLUCION 1	SOLUCION 2	SOLUCION 3
01	EQUIPO DE TRANSPORTE	 Tractor	 Motorizado	 Montacarga
02	SISTEMA DE POSICIONAMIENTO	 Ruedas	 Ruedas	 Base Fija
03	PLATAFORMA DE TRABAJO	 Barandilla	 Cabina	 Rejilla
04	SISTEMA DE ELEVACION	 Hidráulico	 Hidráulico	 Neumático
05	SISTEMA DE FIJAMIENTO	 Ruedas	 patas	 Base Fija
06	SISTEMA DE DESCENSO	 Hidráulico	 Hidráulico	 Neumático
07	SALIR	 Escalera	 Escalera	 Plataforma

c. Concepto de solución:

Proyectos Preliminares

A continuación se observan los bosquejos de los proyectos preliminares, cabe aclarar que estos esquemas no respetan proporciones ni muestran longitudes exactas, las cuales no se precisa la forma en que estas realmente están constituidas, así como tampoco la manera en la que cada uno de sus elementos están unido, esto debido a que no es el objetivo de esta etapa.

Proyector Preliminar 1, En la figura 3.3 se muestra la plataforma hidráulica de tijeras remolcada por un tractor hasta el punto de operación, su funcionamiento consiste en estabilizar la maquina apoyada a la base ancha que forma la posición de sus neumáticos dando le estabilidad, la plataforma es elevada por acción de los cilindros hidráulicos, elevando la carga a una velocidad constante, su carga está compuesta por los operarios y las herramientas que se encuentran dentro de las barandillas, este modelo es de fácil acceso y transporte.

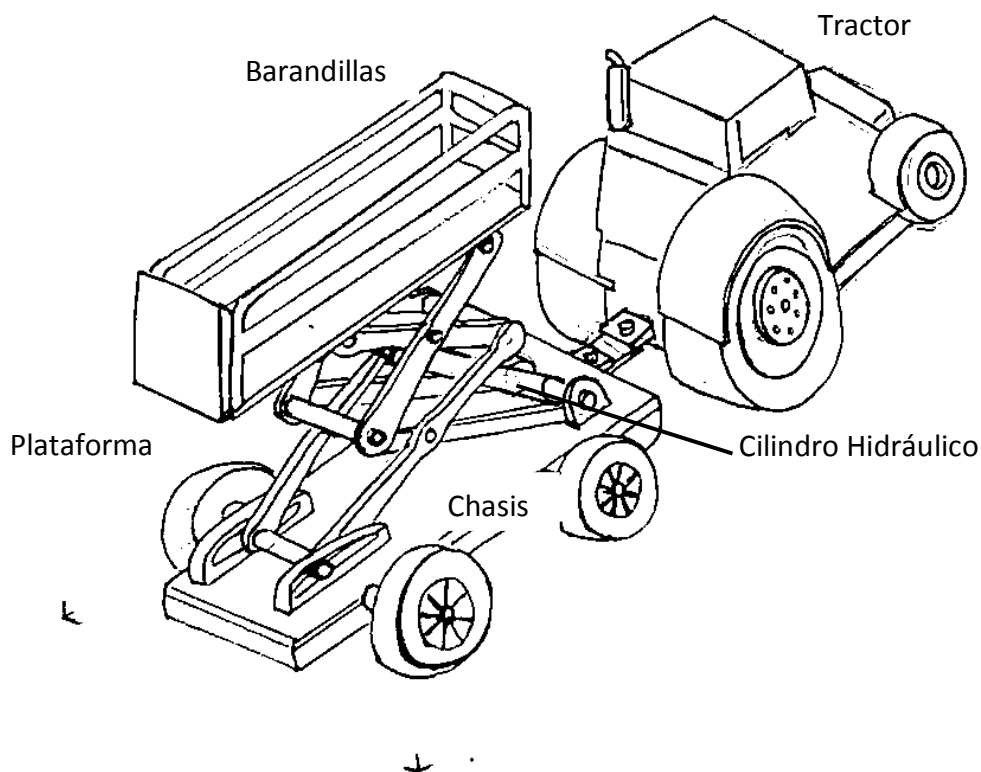


Figura 3.3 Alternativa 1

Proyector Preliminar 2,

En la figura 3.4 se muestra el soporte elevador motorizado con un sistema de posicionamiento a base de ruedas, y una cabina de vidrio como plataforma de trabajo la cual es elevada mediante un sistema eléctrico desde el interior de la cabina se fija mediante patas estabilizadoras ancladas al suelo, el operador acciona los cilindros hidráulicos hasta alcanzar el nivel deseado. Este modelo vendría a ser la más costosa de las alternativas, debido a su sistema motorizado junto a sistema de eléctrico y la cabina cubierta.

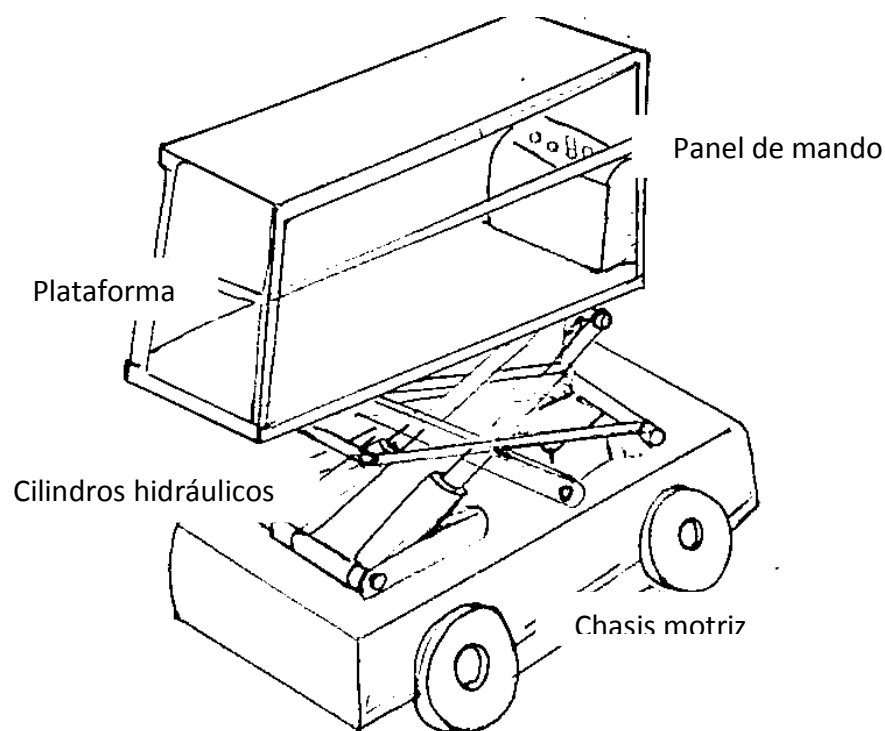


Figura 3.4 Alternativa 2

Proyecto Preliminar 3,

En la figura 3.5 se muestra el soporte elevador transportable, con una base fija como sistema de posicionamiento, su traslado será mediante un montacarga cuando la plataforma se encuentre descargada. Su cabina consta de una rejilla la cual contiene a los operarios y los eleva usando un sistema hidráulico. Su estabilidad se da por medio de palancas en su base. Este proyecto preliminar vendría a ser el más sencillo de las alternativas, pero no garantiza una movilización adecuada para el trabajo debido que no cuenta con neumáticos.

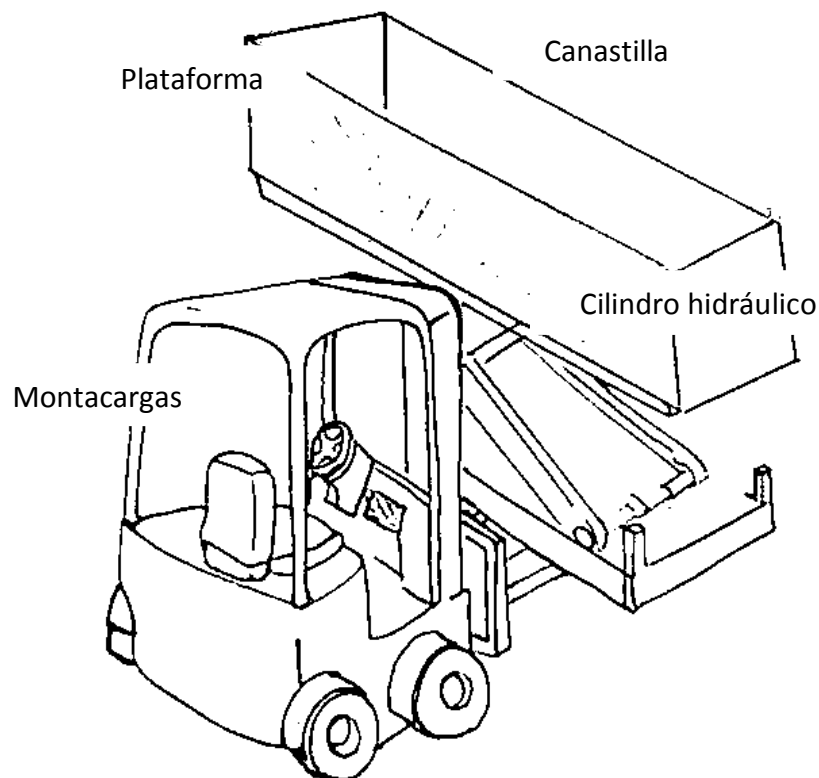


Figura 3.5 Alternativa 3

3.2.3 Evaluación de conceptos de solución

La evaluación es según escala VDI 2225 como se explicó en el ejemplo de la sección 1 de este trabajo. El puntaje *i*: peso ponderado de cada criterio de evaluación en la escala 3 = muy importante; 2 = importante; 1 = poco importante. Y para *p*: puntaje para cada alternativa de solución, 0 = no satisface; 1 = aceptable a las justas; 2 = aceptable; 3 = bien; 4 muy bien.

Como en el ejemplo de la sección se explicara cada uno de estos puntos para entender el puntaje asignado.

Evaluación técnica:

Función: elevar la carga a una altura de 4 metros, las dos primeras alternativas son muy buenas por tener estructuras relativamente más grandes mientras el tercero se trata de una estructura ligera y sin mucha estabilidad.

Traslación: tiene relación a la capacidad para desplazarse, el modelo 1 y 2 están bien porque poseen ruedas para que sean movidos mientras el tercero no.

Operatividad: los modelos 1 y 2 son de fácil operación mientras el tercero necesita de una instalación previa.

Montaje: el número de componentes determina la facilidad del montaje, el modelo 1 y 3 cuenta con un ensamble sencillo mientras que el modelo 2 es regular.

Seguridad: la seguridad del operador es un tema muy importante por eso se toman medidas de seguridad con la carga en todas las alternativas.

Estabilidad: esta característica es importante ya que los elevadores trabajaran en un suelo arenoso y accidentado. La solución 1 está pensada en una base con neumáticos anchos que evite la inestabilidad de la maquina sobre cualquier terreno, el segundo modelo cuenta con un mecanismo de patas auxiliares que incrementan el área de su base para darle mayor estabilidad y finalmente el tercero para ser transportable necesita ser un mecanismo ligero eso lo hace propenso a volcaduras.

a. Evaluación técnica

Cuadro 3.3 Evaluación técnica

EVALUACION DE PROYECTOS valor Xi			AREA DE DISEÑO							
PROYECTO: DISEÑO DE UNA ELEVADORA PARA MEDIA TONELADA.										
p: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225) 0 = No Satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy Bien (ideal) i: es el porcentaje de la importancia en función de los criterios de valuación.										
i = peso ponderado. 3 muy importante, 2 importante, 1 poco importante.										
Criterios técnicos de evaluación para diseños en fase de conceptos										
Variantes de Concepto / Proyectos			S1		S2		S3		S ideal	
Nº	Criterios de Evaluación	i	p	ip	p	ip	p	ip	p	lp
1	Función	3	4	12	4	12	3	9	4	12
2	Traslación	2	3	6	3	6	2	4	4	8
3	Operatividad	3	3	9	3	9	2	6	4	12
4	Fabricación	2	3	6	2	4	3	6	4	8
5	Diseño	3	4	12	2	6	2	6	4	12
6	Montaje	2	3	6	2	4	3	6	4	8
7	Mantenimiento	2	4	8	2	4	3	6	4	8
8	Seguridad	3	4	12	4	12	3	9	4	12
9	Estabilidad	3	4	12	4	12	3	9	4	12
PUNTAJE TOTAL PT=Σpix(%i)/100				89		73		67		100
PUNTAJE UNITARIO PU=PTx100/4				89%		73%		67%		100%
ORDEN				1		2		3		

Algunas actividades colocando los puntajes mayores de 2 para el valor “p”.

En el aspecto económico los criterios guardan gran relación con los aspectos técnicos.

Diseño: el puntaje más bajo es para el segundo modelo ya que su diseño es más complejo y por ende más costoso con relación a los modelos 1 y 3.

Material: la geometría de los perfiles a usar en cada modelo determinan el puntaje de este criterio, los modelos 1 y 3 por ser sencillos respecto del modelo 2 usaran menos material.

Fabricación: la complejidad de su diseño influye en el costo por fabricación de sus elementos, los tres presentan estructura parecidas de tijeras.

Montaje: el costo por montaje es determinado por el número de elementos

Transporte: este criterio determina como puede ser trasladado el equipo elevador. Los tres modelos tienen mecanismos para movilizarse y como en el primer modelo una maquina auxiliar común en la agroindustria, el segundo modelo independiente y el tercero portátil.

Mantenimiento: la accesibilidad de sus componentes y la frecuencia determinan el costo por mantenimiento de cada modelo de elevador.

La solución que obtuvo mayor puntuación, es aquella cuyas características técnicas y económicas son las más apropiadas para la aplicación,

b. Evaluación económica

Cuadro 3.4 Evaluación económica

EVALUACION DE PROYECTOS valor Yi			AREA DE DISEÑO							
PROYECTO: DISEÑO DE UNA ELEVADORA PARA MEDIA TONELADA.										
Criterios económicos de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos										
p: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225) 0 = No Satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy Bien (ideal) i: es el porcentaje de la importancia en función de los criterios de valuación.										
i = peso ponderado. 3 muy importante, 2 importante, 1 poco importante.										
Variantes de Concepto / Proyectos			S1		S2		S3		S ideal	
Nº	Criterios de Evaluación	i	p	ip	p	ip	p	ip	p	ip
1	Diseño	3	4	12	2	6	3	9	4	12
2	Material	2	3	6	2	4	3	6	4	8
3	Fabricación	3	3	9	3	9	3	9	4	12
4	Montaje	2	4	8	2	4	3	6	4	8
5	Transporte	2	4	8	2	4	2	4	4	8
6	Mantenimiento	3	4	12	2	6	3	9	4	12
PUNTAJE TOTAL PT=Σpix(%)i/100				55		33		43		60
PUNTAJE UNITARIO PU=PTx100/4				92 %		55 %		72 %		100 %
ORDEN				1		3		2		

La mejor solución será la que se aproxime a la recta de pendiente 45°, en este caso es el Proyecto Preliminar 1 (**S1**).

Dónde:

$$\text{Valor técnico: } X_i, Y_i = \frac{p_1 + p_2 + p_3 \dots p_n}{np_{\max}} \quad (\text{Según norma VDI 2225})$$

TABLA 3.1 Valores técnico-económico.

SOLUCION	VALOR TECNICO DE X	VALOR ECONOMICO DE Y
SOLUCION 1	0.89	0.92
SOLUCION 2	0.73	0.62
SOLUCION 3	0.67	0.72

De la figura 3.6 se puede observar que la solución 2 está lejos de la línea de tendencia y esta con un valor técnico y económico bajo, en cambio la solución 3 está cerca de la línea de la tendencia pero esta con un valor técnico y económico menor que la solución 1, por lo que la solución 1 es la más adecuada para este proyecto.

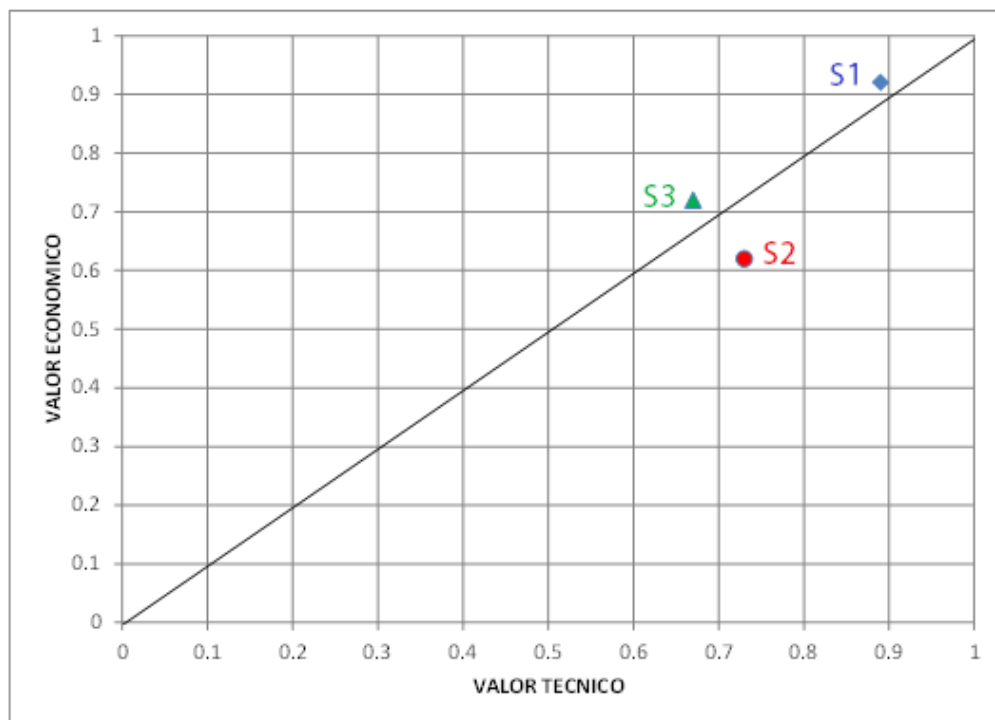


Figura 3.6 Diagrama de evaluación según VDI 2225

3.3 Diseño y cálculo del sistema elevador.

3.3.1 Análisis del mecanismo óptimo elegido.

Continuando con el método generalizado del diseño para el sistema elevador, se realiza primero los cálculos preliminares, con el fin de obtener las dimensiones generales de los componentes principales de la máquina.

Luego realizamos los cálculos finales en situaciones críticas para la máquina porque es donde se encontraran los esfuerzos máximos con ayuda de la norma UNE-EN 280:2013 para plataformas elevadoras de personal.

a. Elevación:

En la figura 3.7 determinamos la altura de elevación, la altura máxima deseada de la plataforma con respecto del suelo debe de ser 4 metros para cumplir la función principal y una distancia aproximada para la plataforma plegada con el suelo.

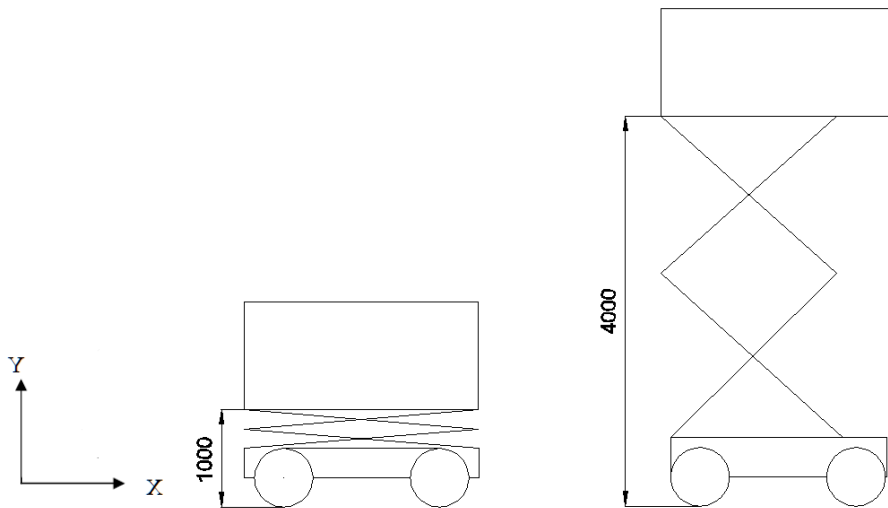


Figura 3.7 Elevador (a) plegado (b) extendido

$$H_{elevacion} = H_{extendido} - H_{plegado}$$

$$H_{elevacion} = 4 - 1$$

$$H_{elevation} = 3 \text{ metros}$$

Dimensionamiento de la plataforma

Según Norma-G.050 Seguridad Durante la Construcción del Ministerio de vivienda, construcción y saneamiento (anexo C) para plataformas que trabajan a alturas mayor de 1.5 m estas contarán con barandillas con una altura mayor a 1.05 m y un área de 0.5 m^2 por obrero y equipo de trabajo.

Entonces:

Las dimensiones de largo y ancho de la plataforma que satisfacen esta condición:

Largo = 2400 mm

Ancho = 1200 mm

Y la altura de las barandillas 1100 mm de altura

b. Grados de libertad de modelo óptimo.

A continuación analizamos el modelo de elevador enumerando sus elementos como se muestra en la figura 3.8.

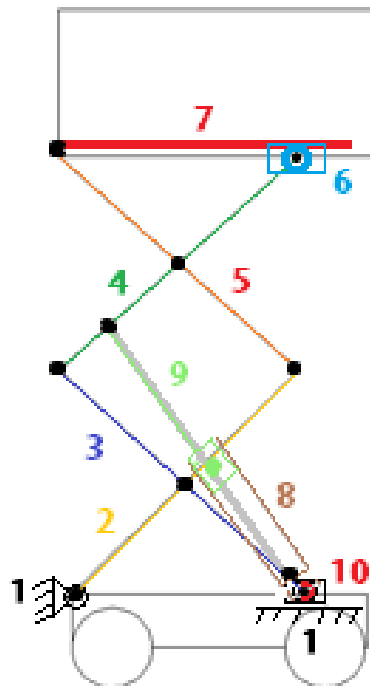


Figura 3.8 Diagrama cinemático del elevador.

Hallamos los grados de libertad del mecanismo usando la siguiente fórmula (Ecuación de Gruebler).

$$M = 3(n - 1) - 2xP_1 - P_2$$

Dónde:

M = grados de libertad.

n = número de eslabones.

P₁ = número de juntas de un grado de libertad.

P₂ = número de juntas de dos grados de libertad.

Entonces,

Número de eslabones. N = 10

P₁: 13 (1-2; 2-5; 3-10; 3-4; 4-6; 5-7; 4-9; 8-3; 2-3; 4-5) y (1-10; 6-7; 8-9)

P₂: 0

$$M = 3(10 - 1) - 2 \times 13 - 0$$

$$M = 1$$

El grado de libertad del elevador es igual a 1, esto significa que solo requiere de una entrada para mover el mecanismo completo.

c. Posición mínima y máxima del elevador.

Las posiciones críticas para el elevador son dos las cuales serán analizadas más adelante, con las tijeras plegadas como se muestran en la figura 3.9 y con las tijeras desplegadas 3.10.

Posición 1:

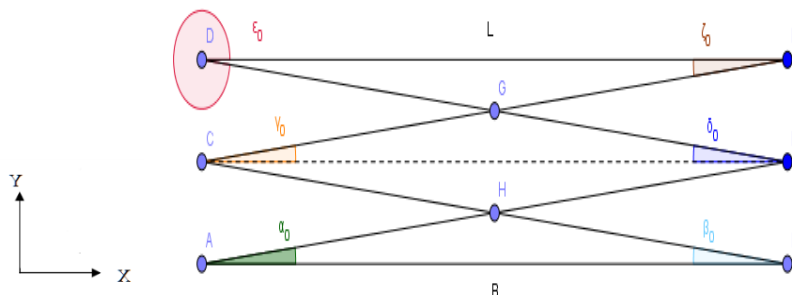


Figura 3.9 Posición inicial.

Posición 2:

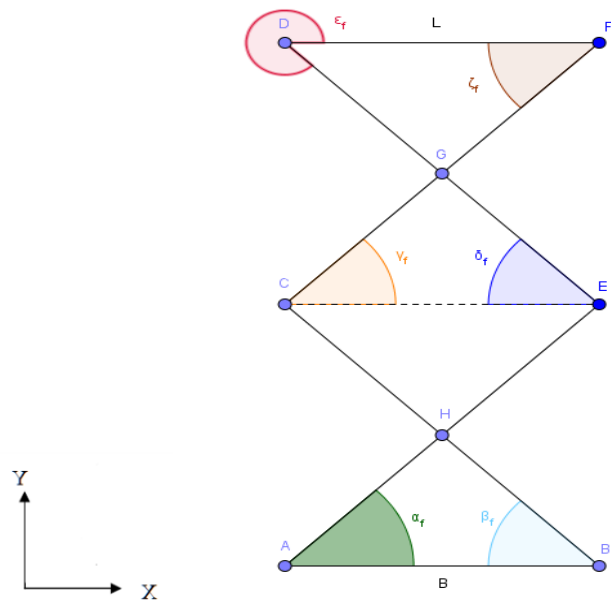


Figura 3.10 Posición final.

d. Velocidad del elevador.

La velocidad se da como la proporción del cambio de posición respecto del tiempo, considerando que el recorrido de la plataforma es una distancia corta y se elevara personas, entonces la aceleración será igual a cero en el mecanismo.

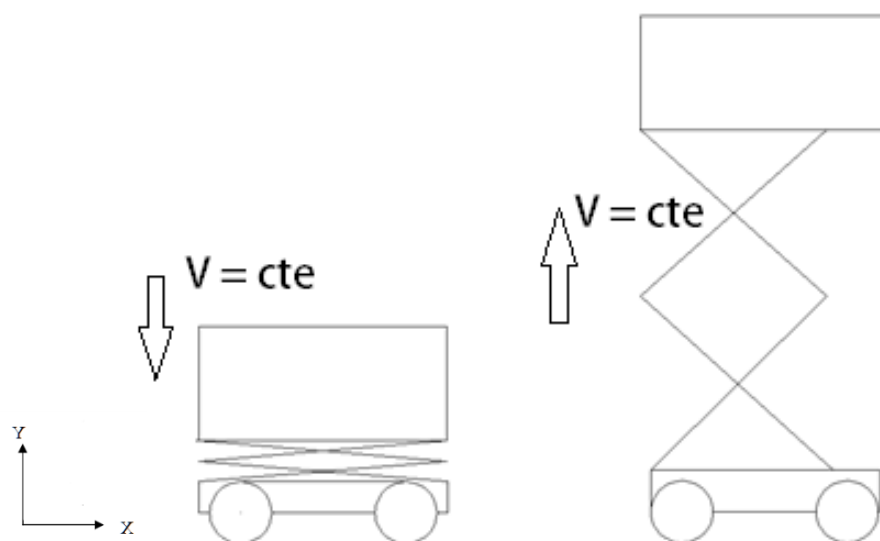


Figura 3.11 Posiciones verticales del elevador

$$H_{elevation} = 3 \text{ metros}$$

$$T_{elevation} = 30 \text{ s}$$

$$A_{elevation} = 0 \text{ m/s}^2$$

$$V_{acenso \text{ y } descenso} = \frac{H_{elevation}}{T_{elevation}}$$

$$V_{acenso \text{ y } descenso} = 100 \text{ mm/s}$$

3.3.2 Análisis de los elementos sometidos a cargas.

Para el análisis de las fuerzas externas que actúan sobre el mecanismo de la plataforma elevadora todas se van a situar en el plano XY ya que es la combinación en que las fuerzas alcanzan su mayor magnitud.

En primer lugar, se establecen las cargas que debe soportar la plataforma, según la norma UNE-EN 280:2013.

Para los cálculos estructurales, de la evaluación de las cargas y fuerzas individuales en sus posiciones, direcciones y combinaciones produciendo las condiciones más desfavorables de esfuerzo en sus componentes como se define en el anexo B.

Deben considerarse las cargas y fuerzas siguientes:

- ✓ Carga nominal
- ✓ Cargas debidas a la estructura
- ✓ Cargas debida al viento
- ✓ Fuerzas manuales

- Carga nominal:

Es la carga que estará sobre la plataforma, ya sea la suma de los pesos de las personas y de las herramientas de trabajo, y se calcula como se especifica en el anexo B, la cual vendría a ser.

Masa por persona = 80 Kg

Nº de personas = 4

Masa de las herramientas = 180 Kg

- Cargas debidas al viento:

Como se especifica en el anexo B debemos considerar las cargas debidas al viento en barandillas, en las personas y en el equipo.

En las barandillas:

Esta aplicada en dirección perpendicular y en el centro de la superficie. Se considera las barandillas para una sección circular.

Superficie de actuación en dirección X:

Área de contacto del aire está definida por el producto de los lados frontal y posterior de las barandas en la plataforma, ancho (L) 1.2 m y alto de las barandas (anexo B) 1.1 m.

$$A = L \times B$$

$$1.1 \cdot 1.2 = 1.32 \text{ m}^2$$

- Presión del viento:

$$100 \text{ N/m}^2$$

(Para una velocidad del viento según norma = 12.5 m/s)

Factor de forma = 1.2 recomendada por la norma UNE-EN en el anexo B.

$$\text{Carga total del viento sobre las barandillas} = 1.32 \cdot 100 \cdot 1.2$$

$$Carga\ total\ del\ viento\ sobre\ las\ barandillas = 158.4\ N$$

- En las personas:

Es debido a la fuerza que actúa en la superficie de las personas que sobresale por encima de las barandillas.

Superficie expuesta, según la norma UNE-EN en el anexo B, la superficie expuesta de una persona sobre una plataforma de trabajo debe ser de $0.35\ m^2$

Número de personas: 4

$$0.35 \times N^{\circ} \text{ Personas} = A_{personas}$$

$$0.35 \times 4 = 1.4\ m^2$$

Presión debida al viento según norma.

$$100\ N/m^2$$

Factor de forma recomendado por norma UNE-EN.

$$1.0$$

$$Carga\ total\ del\ viento\ sobre\ las\ personas = 1.4 \cdot 100 \cdot 1.0$$

$$Carga\ total\ del\ viento\ sobre\ las\ personas = 140\ N$$

- En los materiales y equipos de trabajo empleados:

Se sitúa a 0.5 m. sobre el piso de la plataforma de trabajo según norma (anexo B).

Fuerzas: 3% de la masa.

$$Masa = 180\ Kg$$

$$Total = 0.03 \cdot 180 = 5.4\ Kg$$

$$Carga\ total\ del\ viento\ sobre\ los\ materiales = 5.4\ Kg \cdot 9.8\ N/Kg = 52.92N$$

$$Carga\ total\ por\ el\ viento = 158.4 + 140 + 52.92$$

$$Carga\ total\ por\ el\ viento = 351.32\ N$$

- Carga manual de apoyo:

Se sitúa a 1.1 m sobre el piso de la plataforma de trabajo.

Fuerza de 200N para una persona y 400 N para más de una persona según la norma (anexo B).

$$Carga\ manual\ de\ apoyo = 400N$$

- a. Análisis de la plataforma elevadora sometidos a estas cargas.

Teniendo en cuenta las cargas exteriores determinadas que actúan sobre la plataforma elevadora, se sitúa en la estructura siguiendo las indicaciones de la norma UNE-EN 280:2013.

Se realiza el estudio de la posición más desfavorable con las cargas colocadas, que será aquella en la que el cilindro hidráulico tenga que hacer más fuerza para elevar y sostener la estructura, la posición en que la plataforma está en su punto más alto, con las tijeras desplegadas Figura 3.12, así como cuando alcanza la altura mínima Figura 3.13.

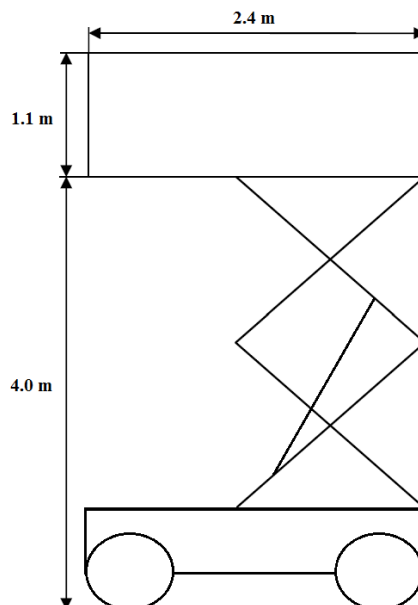


Figura 3.12 Elevadora en su posición con las tijeras desplegadas.

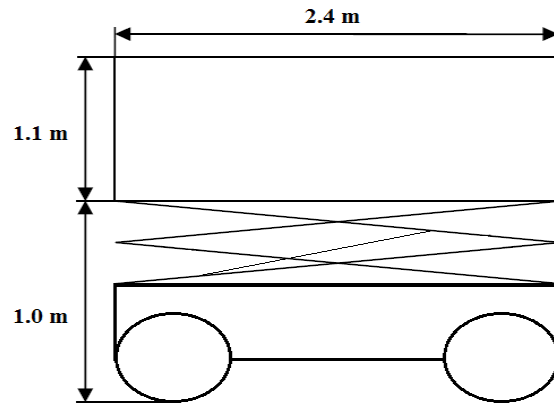


Figura 3.13 Elevadora en su posición con las tijeras plegadas.

Según la norma UNE-EN 280 la masa de cada persona se asimila a una carga específica aplicada a la plataforma de trabajo en un punto situado a una distancia horizontal de 0.1 m como se muestra en la figura 3.14 del borde interior de la parte superior de la barandilla. La distancia entre las cargas debe ser 0.5 m.

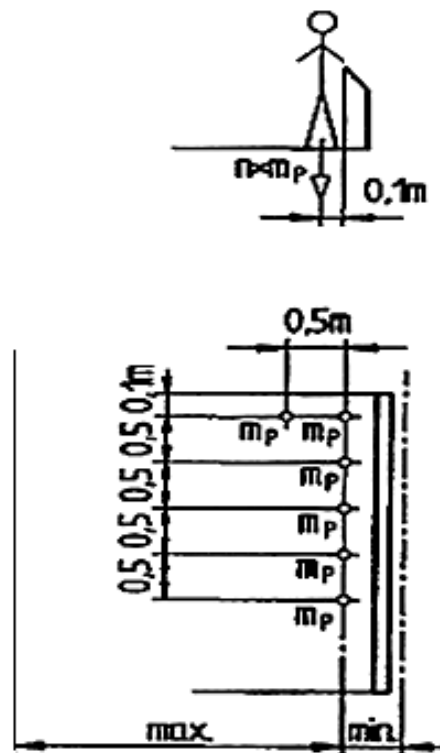


Figura 3.14. Distribución de las personas (Fuente Norma UNE 280-2013).

Para la distribución de la carga en el diseño del elevador, en la plataforma de trabajo, se establece para el caso más desfavorable donde para una cantidad de 4 personas se distribuirá de la siguiente manera según la norma en el anexo B que determina la distancia entre personas en la plataforma como se muestra en la Figura 3.15.

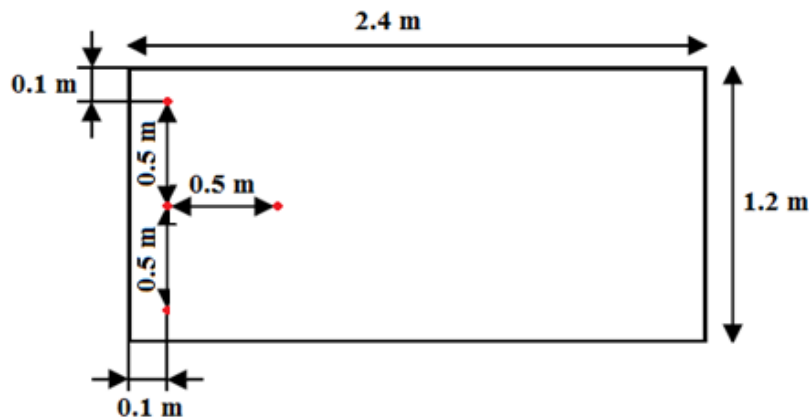


Figura 3.15 Distribución desfavorable de personas sobre la plataforma elevadora.

Según la norma en el anexo B, la fuerza del equipo se tiene que repartir como una fuerza uniformemente distribuida sobre el 25% de la superficie de la plataforma de trabajo y esta fuerza distribuida no debe rebasar el valor de 3KN/m^2 . Si la presión sobre la plataforma es mayor, puede aumentarse el porcentaje del 25% hasta alcanzar la proporción con la que se cumpla la limitación de 3KN/m^2 .

- Superficie de la plataforma:

$$2.4 \cdot 1.2 = 2.88 \text{ m}^2$$

- El 25% de la superficie es:

$$0.25 \cdot 2.88 = 0.72 \text{ m}^2$$

- Masa del equipo: 180 Kg

- Peso del equipo: $180 \cdot 9.8 = 1764 \text{ N}$

Para producir una fuerza puntual de 1764 N se requiere una fuerza distribuida de:

$$\frac{1764}{0.72} = 2450 \text{ N/m}^2 = 2.45 \text{ KN/m}^2 < 3 \text{ KN/m}^2$$

Por lo cual cumple con condición de la norma descrita en el anexo B.

Las posiciones más desfavorables en que se va a cumplir son:

- ✓ Que se distribuya a lo largo del menor de los lados (1.2 m).

Queda como se indica en la figura 3.16 (área sombreada):

$$1.2 \times X = 0.72 \text{ m}^2$$

$$X = 0.6 \text{ m}$$

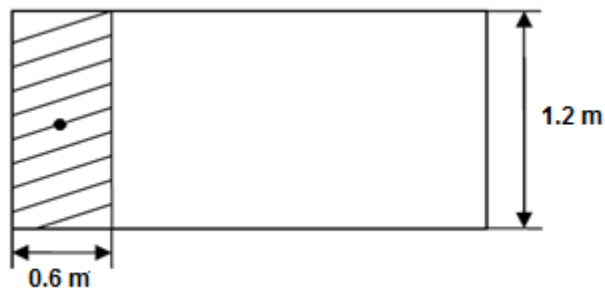


Figura 3.16. Vista de planta del área sombreada de la plataforma a través del lado menor

Dado que el punto de actuación está en la mitad del rectángulo: $0.6/2 = 0.3 \text{ m}$

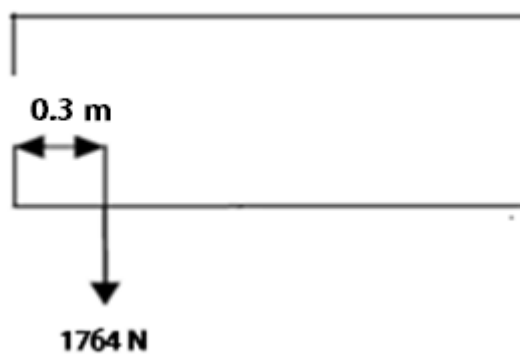


Figura 3.17 Vista frontal del punto de aplicación de la carga en condición desfavorable del equipo.

Este es el estado de cargas más desfavorables para la plataforma, ya que, si bien en la posición inferior todas las cargas van a quedar entre los puntos de apoyo de la base de la plataforma a la estructura de tijera; en la posición superior en cambio, esta fuerza va a quedar por fuera de esa área de alcance y lo más alejado posible del apoyo más cercano.

Esto ocasiona un momento que provocara la flexión y consecuente la deformación de la plataforma que se analizara posteriormente con la aplicación del programa SolidWorks.

✓ Que se distribuya a lo largo del mayor de los lados (2.4 m).

Queda como se indica en la figura 3.18 (área sombreada):

$$2.4 \cdot x = 0.72 \text{ m}^2$$

$$x = 0.3 \text{ m}$$

Dado que el punto de actuación en mitad del rectángulo: $0.3/2 = 0.15 \text{ m}$

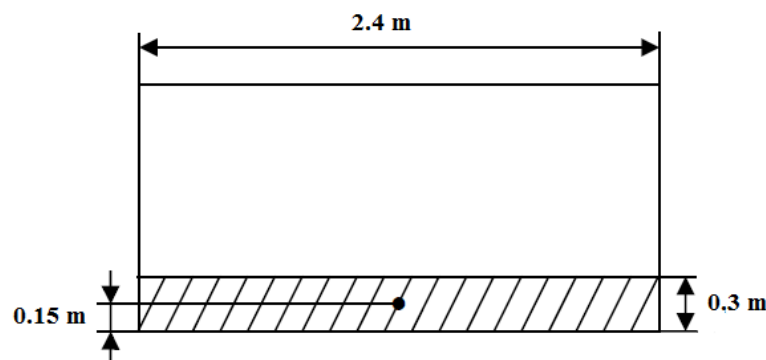


Figura 3.18. Vista de planta de la plataforma con carga desfavorable a través del lado mayor

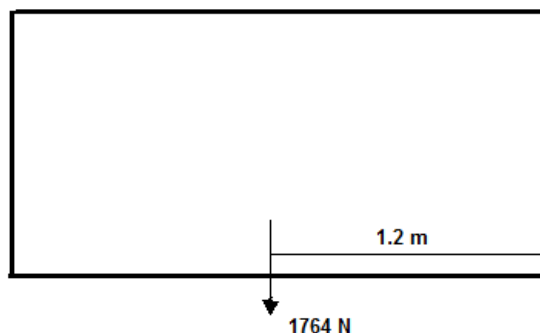


Figura 3.19 Punto de aplicación de la carga del equipo en la plataforma vista lateral.

En situación donde la carga se distribuye a lo largo del lado mayor la base de la plataforma sufre un mayor momento flector en la posición inferior, pero las reacciones en los apoyos son menores ya que en la sumatoria de momento las mismas cargas tienen menor distancia aplicada. Además, este momento flector se va a despreciar puesto que el material y la geometría de la base de la plataforma aportan a esta la suficiente rigidez como para permitir que los trabajadores desarrollen sus actividades de trabajo. Es por eso que tomamos la carga en la distancia más corta.

Las cargas que se han determinado, se indican ahora sobre la Figura 3.20 vista en alzado de la plataforma.

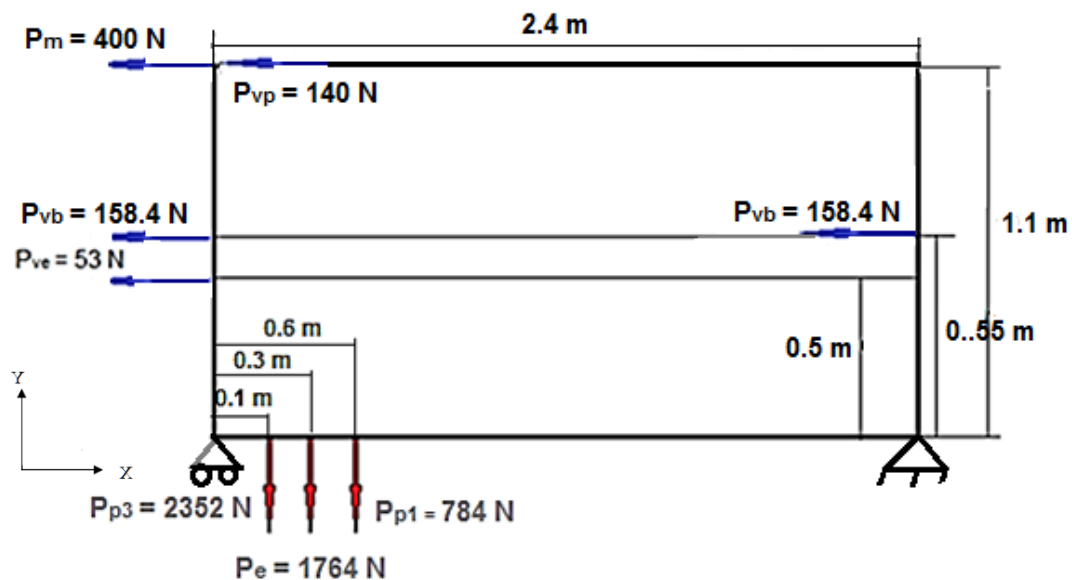


Figura 3.20. Fuerzas en condiciones más desfavorables sobre la plataforma.

P_m = Fuerza de apoyo manual de las personas.

P_{vp} = Fuerza del viento en las personas

P_{vb} = Fuerza del viento en las barandillas

P_{ve} = Fuerza del viento en el equipo

P_{p3} = Fuerza producida por el peso de tres de los operarios

P_e = Fuerza producida por el peso del equipo

P_{p1} = Fuerza producida por el peso del cuarto operario

- b. Cálculo analítico de las posiciones del elevador plegado y desplegado con las cargas máximas en condición desfavorable.

Anteriormente se calcularon las fuerzas que serán usadas para evaluar la estabilidad de la estructura del elevador. Ahora analizamos las fuerzas que se encuentran en el elevador en dos posiciones límite totalmente plegado y totalmente desplegado.

- Primer caso de carga, tijeras plegadas.

Se considera que los trabajadores estarán situados en la peor posición posible y las cargas se encontrarán como ya se había especificado anteriormente. Para verificar en que caso se tendría que usar mayor fuerza para elevar la plataforma. En la figura 3.21 se muestra el diagrama para la plataforma y barandillas del elevador con un punto fijo y el otro móvil.

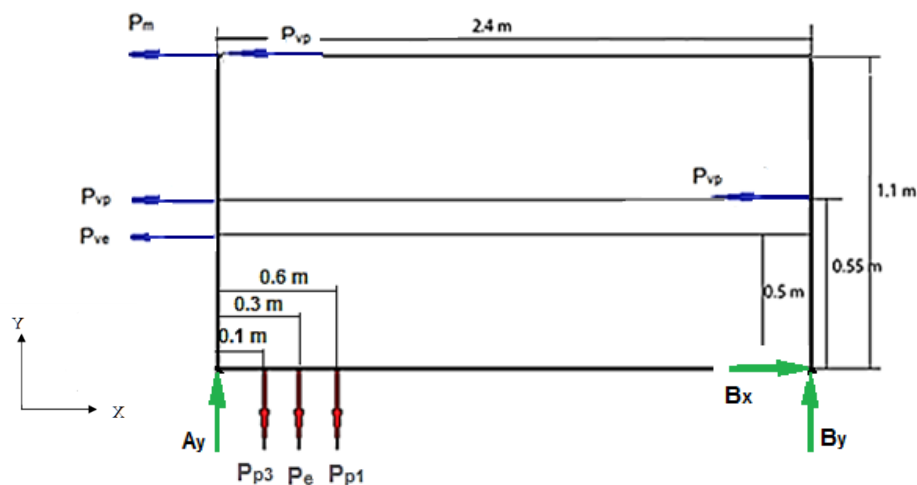


Figura 3.21 Fuerzas en la posición desfavorable de la carga.

El elevador tiene dos estructuras de tijeras a cada lado de la plataforma, es simétrica, por lo tanto cada una de las estructuras absorberá la mitad del peso lo que se calcula a continuación y de este la mitad será para una tijera.

Las reacciones en los apoyos de la plataforma para la primera posición se hallan con las ecuaciones de equilibrio.

$$\sum F_x = -(400 + 140 + 158 + 53) - 158 + B_x = 0$$

$$B_x = 909 \text{ N}$$

Entonces para una tijera será la mitad:

$$B_x = 454.5 \text{ N}$$

Para hallar la reacción A_y

$$\begin{aligned} \sum M_B &= (400 + 140)x1.1 + (158x0.55) + (158x0.55) + (53x0.5) \\ &\quad + (2352x(2.4 - 0.1)) + (1764x(2.4 - 0.3)) + (784x(2.4 - 0.6)) \\ &\quad - (A_yx2.4) = 0 \end{aligned}$$

$$A_y = 4716.46 \text{ N}$$

Para una tijera:

$$A_y = 2358 \text{ N}$$

Para hallar la reacción B_y

$$\sum F_y = 4716.46 + B_y - 2352 - 1764 - 784 = 0$$

$$B_y = 183.54 \text{ N}$$

Para una tijera:

$$B_y = 91.77 \text{ N}$$

En la figura 3.22 se muestra la ubicación de las reacciones en las tijeras plegadas que se hallaron con las ecuaciones de equilibrio.

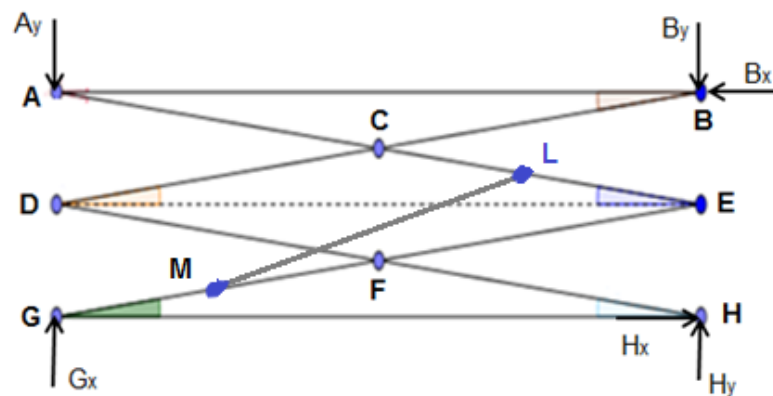


Figura 3.22 Reacciones en los apoyos del tijeral plegado.

Una vez que hemos calculado las reacciones en los extremos se hallan las reacciones en todas las barras del tijeral en esta posición para tener la fuerza que ejercería el cilindro hidráulico.

Asumiendo una longitud de 2.4 metros para las barras con el fin de usar dos cuerpos para la elevación, con una longitud semejante al largo de la plataforma y un ángulo de inclinación para la barra con respecto de la base entre 3° a 12° . Angulo determinado 4° además el cilindro estará a 40 cm del punto extremo, estos datos son corroborados por en el software Solidworks sobre un croquis como se muestra en el anexo D.

Sección A-E

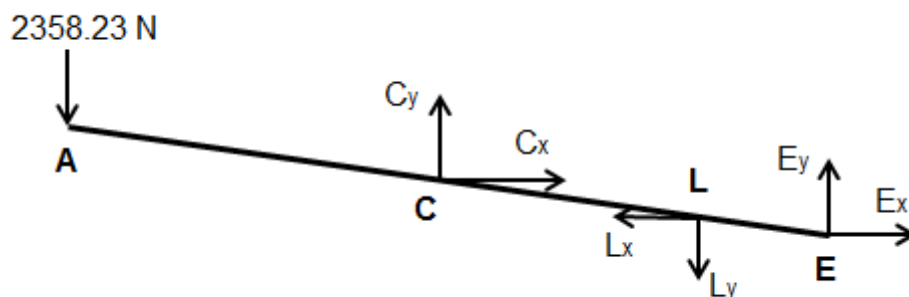


Figura 3.23 DCL de la barra A-E

$$\sum F_x = 0$$

$$C_x - L_x + E_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$C_y - L_y + E_y = 2358.23$$

$$\begin{aligned} \sum M_E = 2358.23x(2.4x\cos(4^\circ)) - (C_yx(1.2x(\cos(4^\circ))) - C_x(1.2x\sin(4^\circ)) \\ + L_y(0.4x\cos(4^\circ)) + L_x(0.4x\sin(4^\circ)) = 0 \end{aligned}$$

$$-1.197C_y - 0.084C_x + 0.399L_y + 0.028L_x = -5645.96$$

Sección B-D

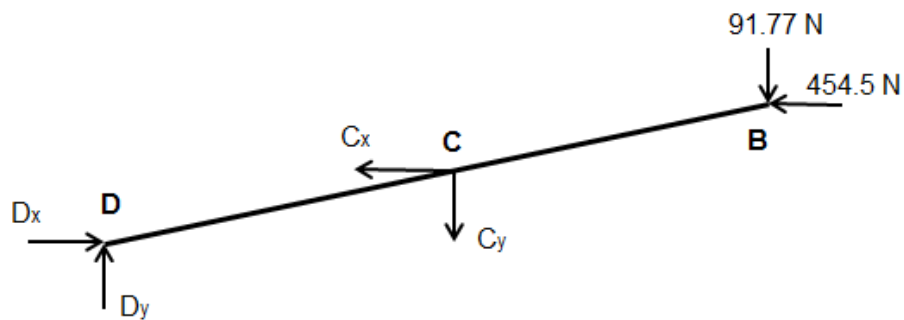


Figura 3.24 DCL de la barra B-D

$$\sum F_x = 0$$

$$D_x - C_x = 454.5$$

$$\sum F_y = 0$$

$$D_y - C_y = 91.77$$

$$\sum M_D = -91.77x(2.4x\cos(4^\circ)) + 454.5(2.4x\sin(4^\circ)) - C_y(1.2x\cos(4^\circ)) + C_x(1.2x\sin(4^\circ)) = 0$$

$$-1.197C_y + 0.084C_x = 143.62$$

Sección D-H

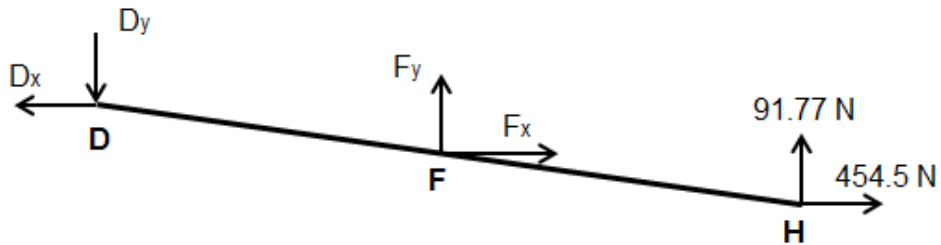


Figura 3.25 DCL de la barra D-H

$$\sum F_x = 0$$

$$-D_x + F_x = -454.5$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-D_y + F_y = -91.77$$

$$\sum M_D = 91.77x(2.4x\cos(4^\circ)) + 454.5(2.4x\sin(4^\circ)) + F_y(1.2x\cos(4^\circ)) + F_x(1.2x\sin(4^\circ)) = 0$$

$$1.197F_y + 0.084F_x = -295.8$$

Sección E-G

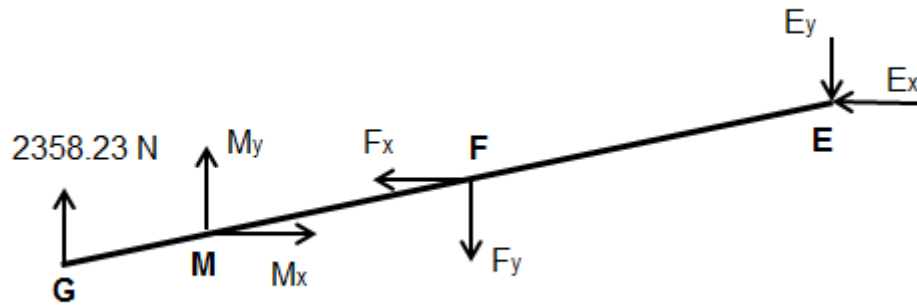


Figura 3.25 DCL de la barra E-G

$$\sum F_x = 0$$

$$M_x - F_x - E_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$M_y - F_y - E_y = -2358.23$$

$$\begin{aligned} \sum M_E = & -2358.23x(2.4x\cos(4^\circ)) - (M_yx(2x(\cos(4^\circ))) + M_x(2x\sin(4^\circ)) \\ & + F_y(1.2x\cos(4^\circ)) - F_x(1.2x\sin(4^\circ)) = 0 \end{aligned}$$

$$-1.195M_y + 0.139M_x + 1.197F_y - 0.084F_x = 5645.96$$

Para el desarrollo del sistema de ecuaciones hacemos uso de matrices desarrolladas en el software Microsoft Excel del anexo E.

Tabla 3.2 Reacciones en la posición inferior.

CX	-905.8333333
CY	-183.550543
LX	-85731.97133
LY	-8875.350383
EX	-84826.13799
EY	-6333.56984
DX	-451.3333333
DY	-91.78054302
FX	-905.8333333
FY	-183.550543
MX	-85731.97133
MY	-8875.350383

La fuerza en el cilindro hidráulico para la posición de las tijeras plegadas será la fuerza aplicada en el punto L o M por dos por ser dos tijerales:

$$F_{C-H} = 2x\sqrt{(85731.97)^2 + (8875.35)^2}$$

$$F_{C-H} = 172380.31 \text{ N}$$

La fuerza es elevada debido a la posición del cilindro el cual tendrá que hacer el trabajo de romper la inercia de toda la estructura.

- Segundo caso, tijeras desplegadas.

Se considera que los trabajadores estarán situados en la peor posición posible y las cargas se encontraran como ya se había especificado anteriormente. Para verificar en que caso se tendría que usar mayor fuerza para elevar la plataforma. En la figura 3.26 se muestra se muestra el diagrama para la plataforma y barandillas del elevador con un punto fijo y el otro móvil.

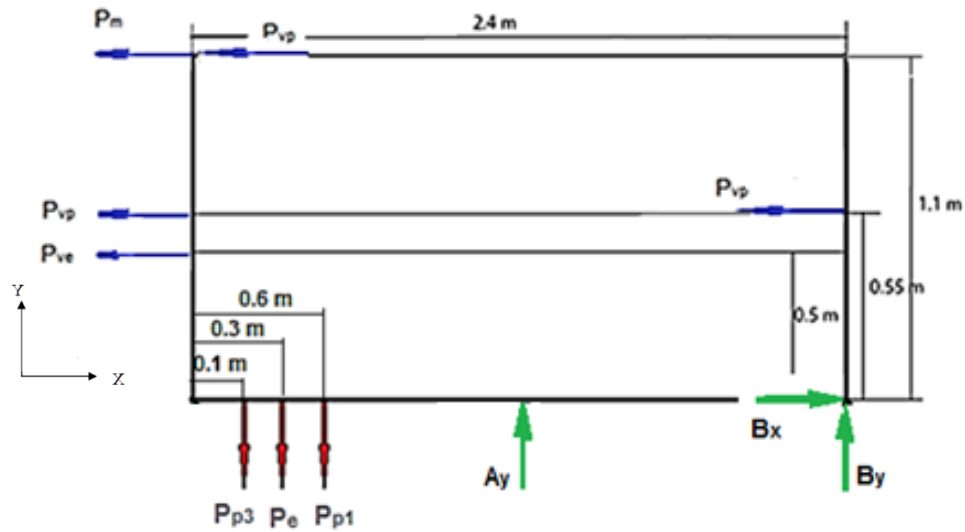


Figura 3.26 Fuerzas en la posición desfavorable de la carga.

Al igual que en la sección anterior, cada una de las estructuras absorberá la mitad del peso lo que se calcula a continuación y de este la mitad será para una tijera. Las reacciones en los apoyos de la plataforma para la primera posición se hallan con las ecuaciones de equilibrio.

$$\sum F_x = -(400 + 140 + 158 + 53) - 158 + B_x = 0$$

$$B_x = 909 \text{ N}$$

Entonces para una tijera será la mitad:

$$B_x = 454.5 \text{ N}$$

Para hallar la reacción A_y

$$\begin{aligned} \sum M_B &= (400 + 140) \times 1.1 + (158 \times 0.55) + (158 \times 0.55) + (53 \times 0.5) \\ &\quad + (2352 \times (2.4 - 0.1)) + (1764 \times (2.4 - 0.3)) + (784 \times (2.4 - 0.6)) \\ &\quad - (A_y \times 1.7) = 0 \end{aligned}$$

$$A_y = 6658.53 \text{ N}$$

Para una tijera:

$$A_y = 3329.26 \text{ N}$$

Para hallar la reacción B_y

$$\sum F_y = 6658.53 + B_y - 2352 - 1764 - 784 = 0$$

$$B_y = -1758.53 \text{ N}$$

Para una tijera:

$$B_y = -879.26 \text{ N}$$

En la figura 3.27 se muestra la ubicación de las reacciones en las tijeras plegadas que se hallaron con las ecuaciones de equilibrio.

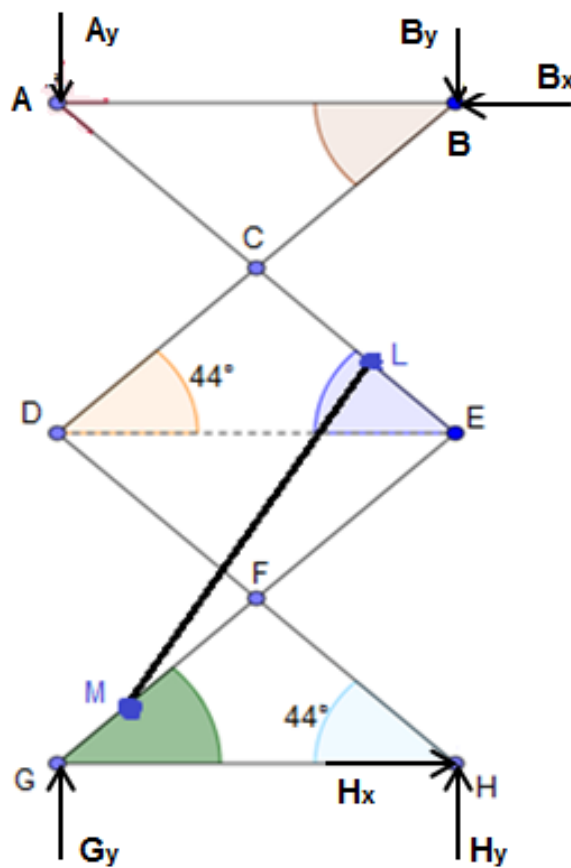


Figura 3.27 Reacciones en los apoyos del tijeral plegado.

Una vez que hemos calculado las reacciones que absorben los apoyos en los extremos se hallan las reacciones en todas las barras del tijeral en esta posición para tener la fuerza que ejercería el cilindro hidráulico.

Al igual que en la anterior sección el ángulo determinado para el despliegue con el software Solidworks será 44° y el cilindro estará a 40 cm del punto extremo como se ve en el anexo D.

Sección A-E

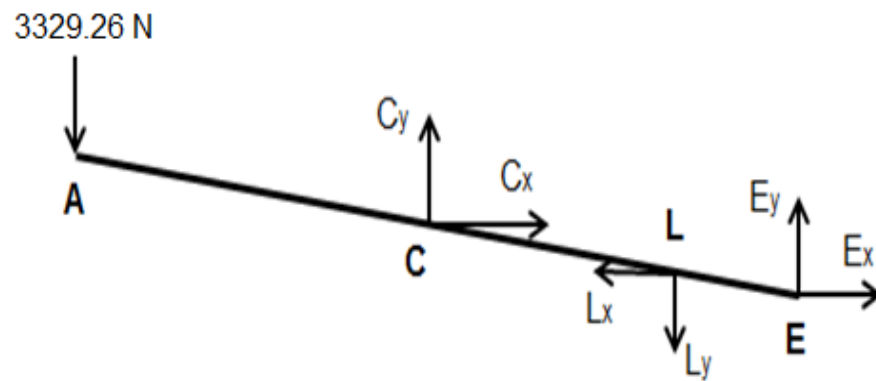


Figura 3.28 DCL de la barra A-E

$$\sum F_x = 0$$

$$C_x - L_x + E_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$C_y - L_y + E_y = 3329.26$$

$$\begin{aligned} \sum M_E = 3329.26x(2.4x\cos(44^\circ)) - (C_yx(1.2x(\cos(44^\circ))) - C_x(1.2x\sin(44^\circ)) \\ + L_y(0.4x\cos(44^\circ)) + L_x(0.4x\sin(44^\circ)) = 0 \end{aligned}$$

$$-0.86C_y - 0.83C_x + 0.29L_y + 0.28L_x = -5747.68$$

Sección B-D

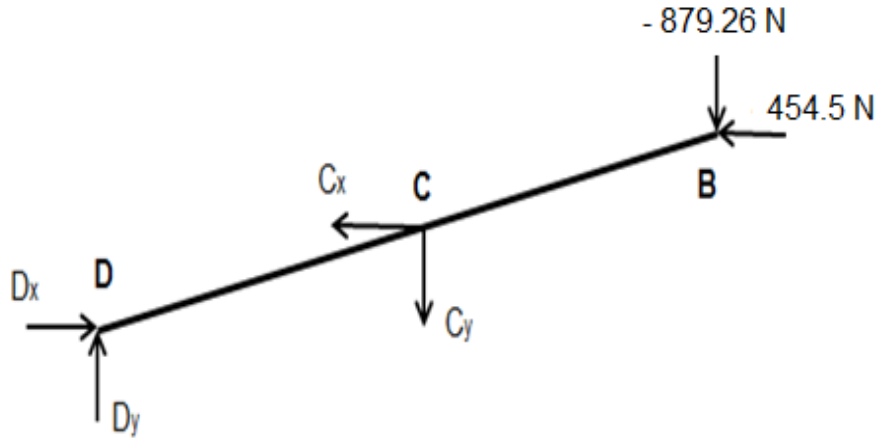


Figura 3.29 DCL de la barra B-D

$$\sum F_x = 0$$

$$D_x - C_x = 454.5$$

$$\sum F_y = 0$$

$$D_y - C_y = -879.26$$

$$\begin{aligned} \sum M_D = & 879.26x(2.4x\cos(44^\circ)) + 454.5(2.4x\sin(44^\circ)) - C_y(1.2x\cos(44^\circ)) \\ & + C_x(1.2x\sin(44^\circ)) = 0 \end{aligned}$$

$$-0.86C_y + 0.83C_x = 2275.70$$

Sección D-H

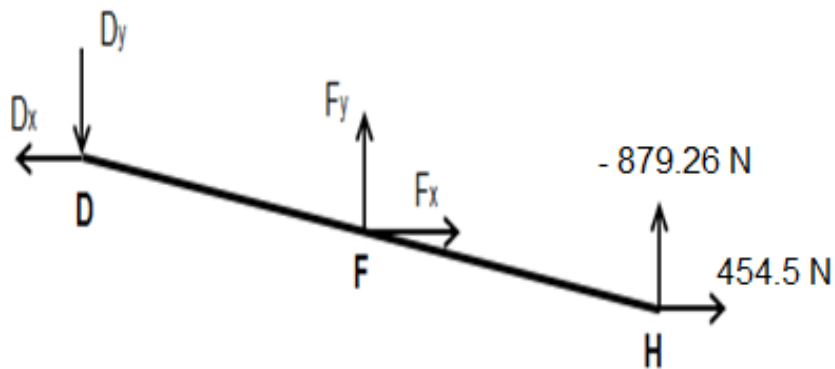


Figura 3.30 DCL de la barra D-H

$$\sum F_x = 0$$

$$-D_x + F_x = -454.5$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-D_y + F_y = 879.26$$

$$\begin{aligned} \sum M_D = & -879.26x(2.4x\cos(44^\circ)) + 454.5(2.4x\sin(44^\circ)) + F_y(1.2x\cos(44^\circ)) \\ & + F_x(1.2x\sin(44^\circ)) = 0 \end{aligned}$$

$$0.86F_y + 0.83F_x = 760.23$$

Sección E-G

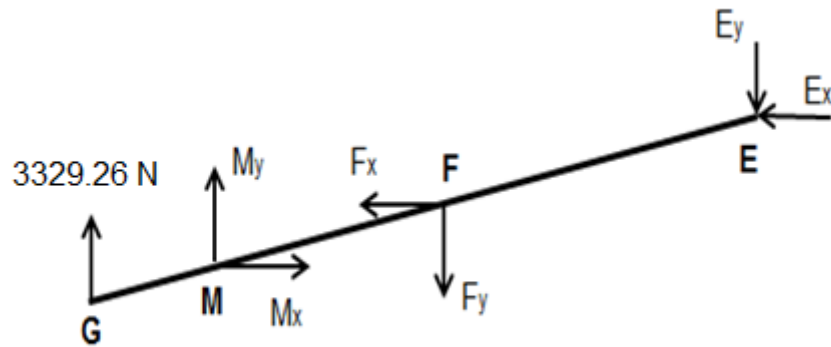


Figura 3.31 DCL de la barra E-G

$$\sum F_x = 0$$

$$M_x - F_x - E_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$M_y - F_y - E_y = -2358.23$$

$$\sum M_E = -3329.26x(2.4x\cos(44^\circ)) - (M_yx(2x(\cos(44^\circ))) + M_x(2x\sin(44^\circ)) + F_y(1.2x\cos(44^\circ)) - F_x(1.2x\sin(44^\circ)) = 0$$

$$-1.44M_y + 1.39M_x + 0.86F_y - 0.83F_x = 5747.69$$

Para el desarrollo del sistema de ecuaciones hacemos uso de matrices desarrolladas en el software Microsoft Excel del anexo F.

Tabla 3.3 Reacciones en la posición superior.

CX	1828.873494
CY	-881.0872093
LX	-5518.594533
LY	-11869.80528
EX	-7347.468027
EY	-7659.458069
DX	2283.373494
DY	-1760.347209
FX	1828.873494
FY	-881.0872093
MX	-5518.594533
MY	-10898.77528

La fuerza en el cilindro hidráulico para la posición de las tijeras desplegadas será la fuerza aplicada en el punto L o M por dos, por ser dos tijerales:

$$F_{C-H} = 2x\sqrt{(5518.59)^2 + (11869.81)^2}$$

$$F_{C-H} = 26179.93 \text{ N}$$

Comparando las fuerzas en las dos posiciones del elevador tanto plegado como desplegado, se ve que la posición en la que el cilindro hidráulico debe ejercer la mayor fuerza es la posición inferior.

Esto no solo se debe al menor ángulo de posición de las barras, sino que también el cilindro parte del reposo y tiene que romper la inercia debida a la carga del elevador.

Teniendo ya las fuerzas que se ejercen sobre las barras podemos elegir sus secciones ademas estas fuerzas serán usadas para simular el mecanismo.

c. Dimensionamiento de la sección de las barras.

Para el dimensionamiento de la sección de las barras, se realiza el estudio con la que se encuentra más solicitada, la barra A-E. Figura 3.32 En primer lugar, se trasladará las reacciones verticales y horizontales que se han generado en los apoyos de la misma, al ángulo que presenta la barra con la horizontal. Consiguiendo con ello que dichas reacciones se trasladen del eje de coordenadas global al eje de coordenadas local de la barra. Teniendo todas las reacciones en el eje de coordenadas local, podremos realizar el diagrama de momento flector y esfuerzo normal, obteniendo con ello el momento flector máximo y la tensión axial máxima, con la cual se realiza el dimensionamiento de la sección de la barra más solicitada. Dado que estamos dimensionando la barra más crítica este dimensionamiento no servirá para el resto de barras.

Barra A-E

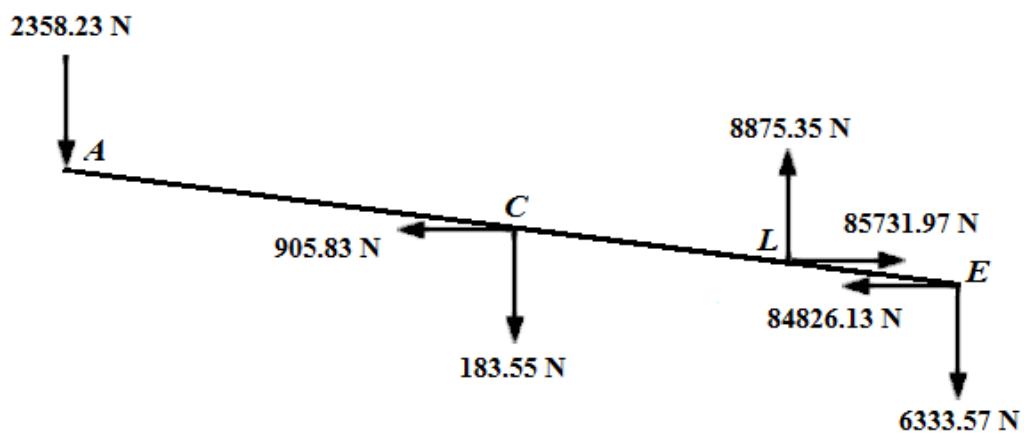


Figura 3.32. Componentes X e Y de la barra A-E

En la siguiente tabla 3.3 se presentan las fuerzas trasladadas al ángulo de posición de la viga.

Tabla 3.3 Descomposición de las fuerzas, en las componentes perpendicular y axial en función del ángulo de la barra

REACCIÓN	V H	FUERZA (N)
2358.23 N	V:	2352.49
	H:	164.50
183.55 N	V:	183.10
	H:	12.80
905.83 N	V:	63.19
	H:	903.62
8875.35 N	V:	8853.73
	H:	619.11
85731.97 N	V:	5980.36
	H:	85523.13
6333.57 N	V:	6318.14
	H:	441.81
84826.13 N	V:	5917.17
	H:	84619.50

Por lo tanto finalmente se presentan los siguientes esfuerzos:

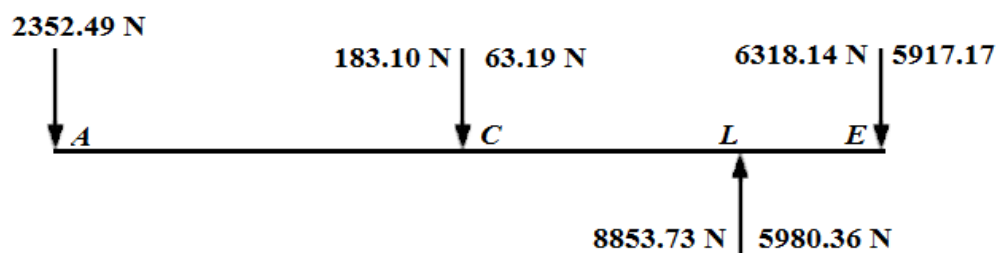


Figura 3.33. Componentes verticales (V) de la barra A-E

A continuación se grafica el diagrama de fuerza cortante figura 3.34 y momento flector 3.35 de la barra.

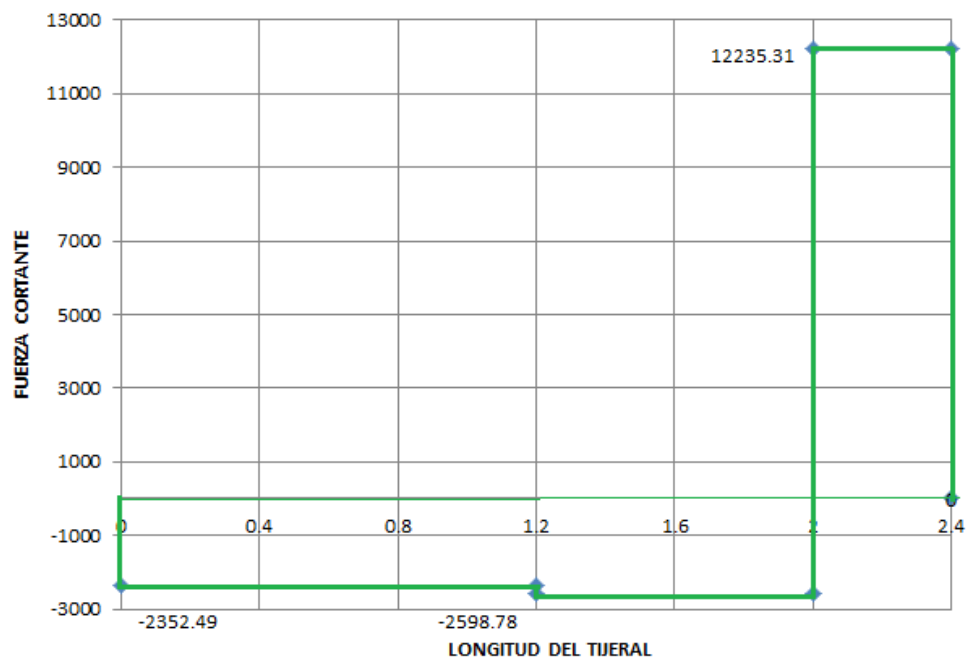


Figura 3.34. Diagrama de fuerza cortante en la barra A-E

Dichas fuerzas generan el siguiente diagrama de momento flector:

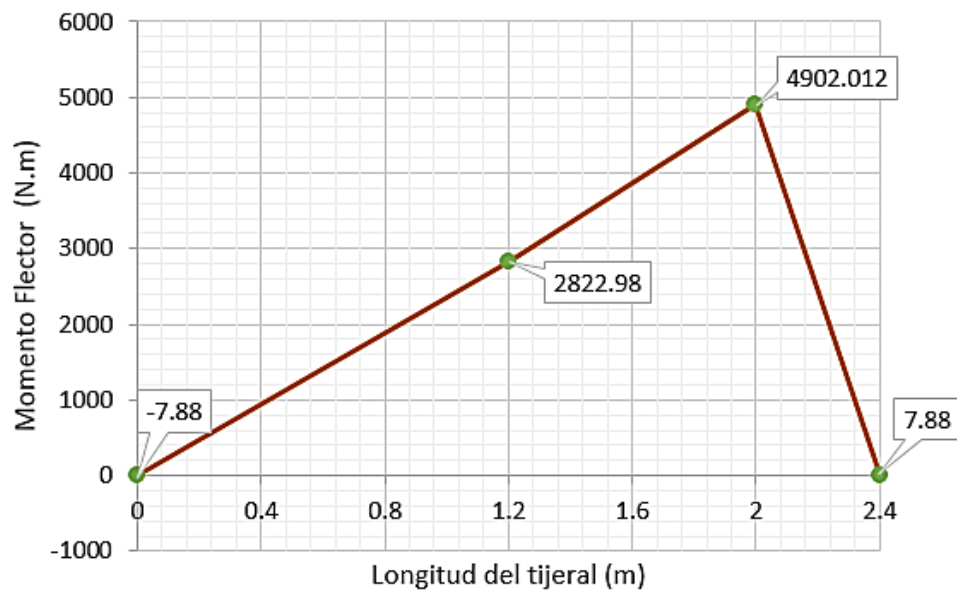


Figura 3.35. Diagrama de momento flector en la barra A-E

Obtenido el diagrama pasamos al dimensionamiento de la sección de las barras.

Aplicamos un coeficiente de seguridad de 1.5:

$$\frac{\sigma_{admisible}}{N} \geq \frac{Mf}{W}$$

Despejando el módulo resistente de la sección se obtiene:

$$W \geq \frac{Mf \times N}{\sigma_{admisible}} = \frac{4902.012 \times 10^3 \times 1.5}{250} = 29412.072 \text{ mm}^3$$

$$W = 29412.072 \text{ mm}^3 = 29.41 \text{ cm}^3$$

Se elige una tubería rectangular con un módulo igual o mayor que 29.41 cm^3 , por lo que buscando en el mercado de tuberías se encontró con uno que cumple con las exigencias. De acuerdo con el anexo G, lista de perfiles Aceros Arequipa. Se elige una tubería rectangular con las siguientes dimensiones.

Tubo rectangular de 150 mm x 50 mm x 5mm.

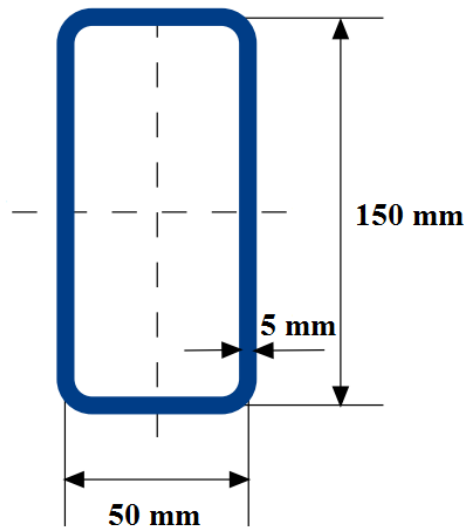


Figura 3.36. Dimensiones de la tubería rectangular (Anexo G)

d. Cálculo y Dimensionamiento de los Pasadores.

Calculamos los pasadores por fallo de corte y aplastamiento:

- Fallo de corte: $Cs \rightarrow$ Coeficiente de seguridad

$$\tau_{adm} = \frac{S_y}{2 \times C_s}$$

$$C_s = 2.5$$

$$\tau_{adm} = \frac{S_y}{5}$$

La tensión máxima en la superficie viene dada por:

$$\tau_{adm} = \frac{Fa}{n \times A} \quad A = \pi \times r^2$$

- Fallo por aplastamiento:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_f}{C_s}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{Fa}{A}$$

$$A = \pi \times r^2$$

Calculamos la fuerza resultante en cada pasador:

Tabla 3.4 Resultantes de las reacciones en los nodos de los tijerales

NODO C	1848.48 N
NODO L	172380.31 N
NODO E	170124.52 N
NODO D	921.14 N
NODO F	1848.48 N
NODO M	172380.31 N

Para Nodo E

$$\tau_{adm} = \frac{250}{5} = 50 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{adm} = \frac{170124.52}{A} \rightarrow A = 3402.49 \text{ mm}^2$$

$$r = \sqrt{\frac{A}{\pi}} = \sqrt{\frac{3402.49}{\pi}} = 32.91 \text{ mm} \quad \text{Por corte.}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_f}{C_s} = \frac{250}{3} = 83.33 \text{ N/mm}^2 \quad \sigma_{adm} = \frac{170124.52}{A} \rightarrow A = 2041.57 \text{ mm}^2$$

$$r = \sqrt{\frac{A}{\pi}} = \sqrt{\frac{2041.57}{\pi}} = 25.49 \text{ mm} \quad \text{Por aplastamiento.}$$

Calculamos el radio mínimo de los pasadores sometidos a dos planos de corte:

$$\tau_{adm} = \frac{Fa}{n \times A} \rightarrow A = \frac{170124.52}{2 \times 41.67} \rightarrow A = 2041.33 \text{ mm}^2$$

$$r = \sqrt{\frac{A}{\pi}} = \sqrt{\frac{2041.33}{\pi}} = 25.49 \text{ mm} \quad \text{Por corte.}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma f}{c_s} = \frac{250}{3} = 83.33 \text{ N/mm}^2 \quad \sigma_{adm} = \frac{170124.52}{A} \rightarrow A = 2041.57 \text{ mm}^2$$

$$r = \sqrt{\frac{A}{\pi}} = \sqrt{\frac{2041.57}{\pi}} = 25.49 \text{ mm} \quad \text{Por aplastamiento.}$$

Por lo que colocándonos del lado de la seguridad los pasadores tendrán un diámetro mayor que:

$$D_{pasador} > 2xr_{max} = 2 \times 32.91 \text{ mm}$$

$$D_{pasador} > 65.82 \text{ mm}$$

El diámetro que se eligió para el pasador es de 70 mm.

A continuación, pasamos al cálculo de la geometría de la unión con el pasador.

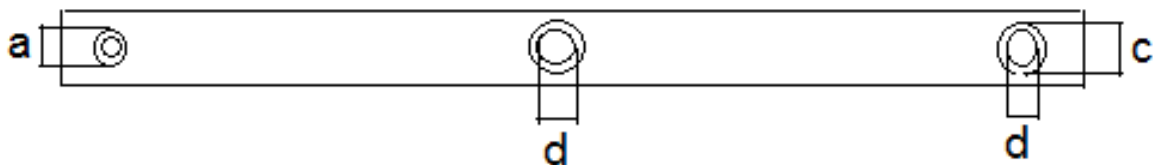


Figura 3.37. Geometría de la unión del pasador

De las ecuaciones para para placas que soportan el esfuerzo cortante del pasador
Las ecuaciones 1-10 y 1-11. Asumiendo un espesor de 7 mm para la placa.

$$a \geq \frac{Fed}{2 \times t \times f_{yd}} + \frac{2 \times d_o}{3} \rightarrow a \geq \frac{170124.52}{2 \times 7 \times 250} + \frac{2 \times 70}{3} = 95.27 \text{ mm}$$

$$a \geq 95.27 \text{ mm}$$

$$c \geq \frac{Fed}{s \times t \times f_{yd}} + \frac{d_o}{3} \rightarrow c \geq \frac{170124.52}{2 \times 7 \times 250} + \frac{70}{3} = 71.94 \text{ mm}$$

$$c \geq 71.94 \text{ mm}$$

Cabe destacar que estas distancias son las mínimas que tiene que tener la perforación con los contornos del perfil, por lo que la geometría de los uniones de los pasadores será $a = 100 \text{ mm}$ y $c = 80 \text{ mm}$.

e. Dimensionamiento de los ejes de las ruedas deslizantes de la plataforma.

Para el eje de la rueda inferior o de la base del elevador, de acuerdo a las dimensiones de los tijerales y su disposición, se seleccionó un eje de 170 mm de longitud, en el cual uno de sus extremos actúa como si estuviera empotrado y el otro extremo está sometido a una carga vertical descendente de 3329.26 N como se muestra en la figura 3.38 una vista frontal del eje.

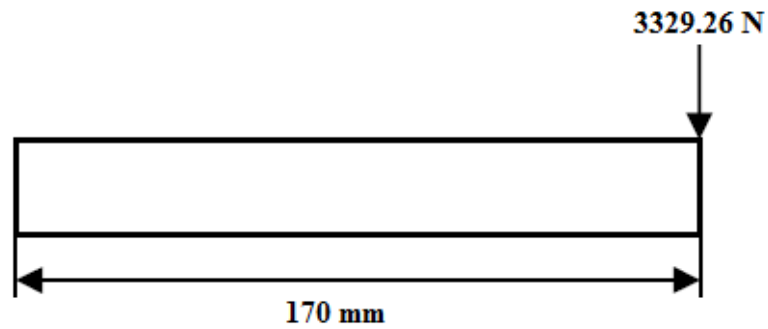


Figura. 3.38 Eje del nodo corredor del tijeral

Obteniendo el siguiente esquema del diagrama para el momento flector del eje.

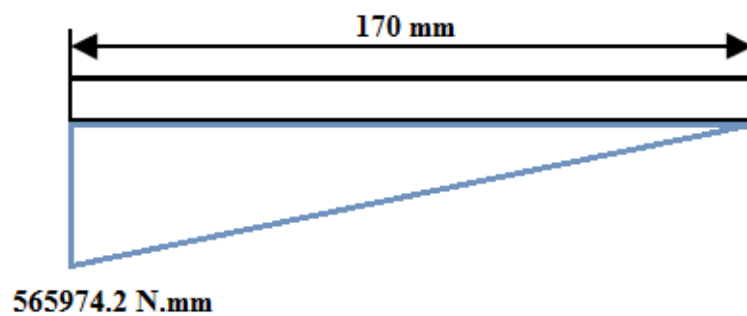


Figura 3.39. Esquema del momento flector en el eje del nodo corredor

Por lo que el diagrama de momento flector presenta un momento máximo en la zona de empotramiento de valor 565974.2 N.mm.

$$\frac{\sigma_{admisible}}{N} \geq \sigma_f$$

$$\frac{\sigma_{admisible}}{N} \geq \frac{Mf}{W}$$

Dónde:

Modulo resistente: $W = I/c$:

$$I = \frac{\pi d^4}{64}$$

$$c = d/2$$

$$\frac{\sigma_{admisible}}{N} \geq \frac{Mf}{W} = \frac{Mf \times 32}{\pi \times d^3}$$

N factor de seguridad 3 por ser un elemento que soporta toda la carga muerta de la estructura

$$\frac{250}{3} \geq \frac{565974.2 \times 32}{\pi \times d^3} \rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{565974.2 \times 32 \times 3}{250 \times \pi}} = 41.05 \text{ mm}$$

Por lo que la medida que utilizaremos para el eje será.

$$d \geq 41.08 \text{ mm}$$

Se eligió un diámetro para el eje de 60 mm

f. Dimensionamiento de la horquilla del cilindro.

Se realizará el dimensionamiento de la horquilla de sujeción, así como de las platinas que servirán para acoplar el cilindro al eje entre los tijerales. Para ello se empleará la fuerza máxima que tiene que generar el cilindro. Dicha fuerza se calculó anteriormente para las reacciones en los tijerales.

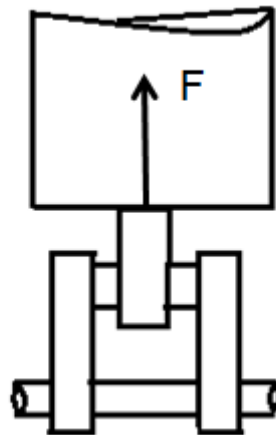


Figura 3.40. Esquema de acoplamiento del cilindro hidráulico.

Se observa que tendremos que dimensionar las platinas de acoplamiento y el eje en el que se acoplará la sujeción del vástago y el cilindro.

De la tabla en el anexo H para las reacciones y solicitaciones en una viga simple empotrada con carga puntual como se muestra en la figura 3.41 ecuaciones siguientes.

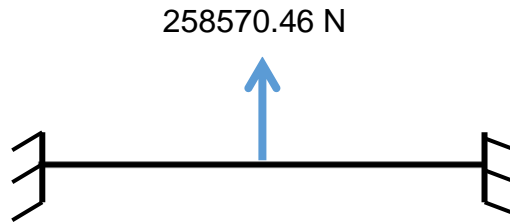


Figura 3.41 viga empotrada (Anexo H)

Por lo que siendo $L=120$ mm y $F=258570.46$ N

$$R_a = \frac{258570.46 \times 60^2}{120^3} \times (120 + 2 \times 60) = 129285.23 \text{ N} = R_b$$

$$M_a = -\frac{258570.46 \times 60 \times 60^2}{120^2} = -3878556.9 \text{ N} \cdot \text{mm} = M_b$$

$$M_c = 2 \times \frac{258570.46 \times 60^2 \times 60^2}{120^3} = 3878556.9 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Por lo que el diagrama presenta en la figura 3.42 de la siguiente forma:

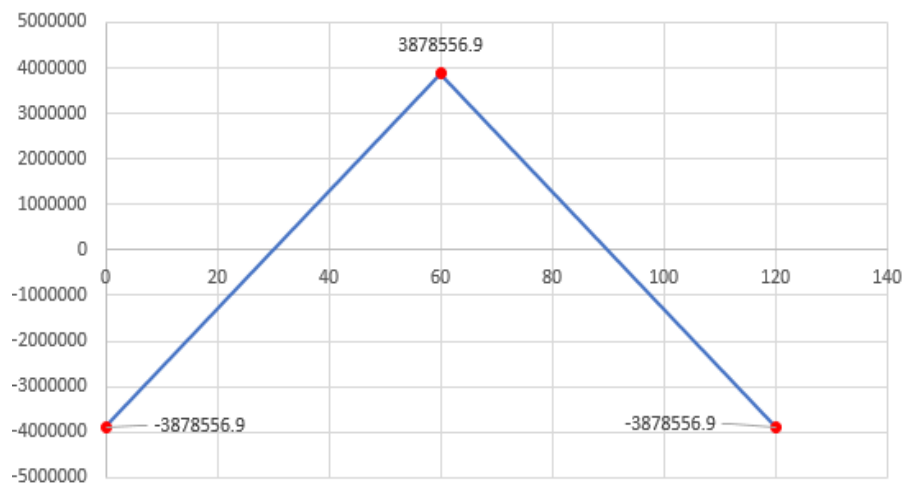


Figura 3.42. Diagrama momento flector

Por lo que:

$$\frac{\sigma_{admisible}}{N} \geq \sigma_f$$

σ_f : Esfuerzo en flexión

$$\frac{\sigma_{admisible}}{N} \geq \frac{Mf}{W} =$$

Dónde:

Modulo resistente: $W = I/c$:

$$I = \frac{\pi d^4}{64}$$
$$c = d/2$$

Para un acero 1020. $\sigma_{admisible} = 350$ MPa.

$$\frac{\sigma_{admisible}}{N} \geq \frac{Mf \times 32}{\pi \times d^3} \rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{3878556.9 \times 32 \times 1.5}{350 * \pi}}$$

$$d \geq 55.32 \text{ mm}$$

Emplearemos un eje de 70 mm de diámetro.

g. Selección del cilindro hidráulico.

Para la selección del cilindro hidráulico se empleará la fuerza que tiene que generar este, calculada anteriormente en el análisis de la posición más desfavorable, obtenida para la posición cerrada del tijeral.

$$F_{CH-cerrado} = 172\,380.31 \text{ N}$$

Realizando una búsqueda por diferentes catálogos de empresas fabricantes, encontramos que en la empresa Rexroth Bosh Group que se muestra en la figura 3.34, en su catálogo presenta un modelo que se adapta para el diseño del elevador, de acuerdo con el anexo I.

Para una presión de 250 bar, con un diámetro del pistón de 140 mm nos produce una fuerza de 196.35 KN.

$$F_{CH-CAT} = 196.35 \text{ KN} > 172.38 \text{ KN} = F_{CH}$$



Figura. 3.44. Cylinder hydraulic Rexroth Bosh Group model CDH1 MP3 (Anexo I)

3.4 Estudio y simulación de las estructuras por medio del software Solidworks.

Con las reacciones calculadas para los casos más desfavorables de la plataforma y las dimensiones de los componentes hallados, hacemos un estudio en el software Solidworks de estas secciones para comprobar que el esfuerzo en ellos no sobre pase el límite elástico de estos.

a. Estudio de la plataforma del elevador.

La fuerza que se ejerce en el extremo del voladizo es la correspondiente a la carga del trabajador y el equipo:

$$500\text{Kg} \cdot 9.8 \frac{\text{N}}{\text{Kg}} = 4900 \text{ N}$$

Para poder determinar el espesor mínimo en la plataforma, se debe analizar la posición más desfavorable que se encuentra el elevador, teniendo en cuenta que el ángulo de elevación máximo es de 45°, y la longitud de la barra de tijera vendría a ser la misma que el de la plataforma. Con estos requerimientos se hace un esquema para el análisis de la plancha en voladizo, como se muestra en la figura 3.45.

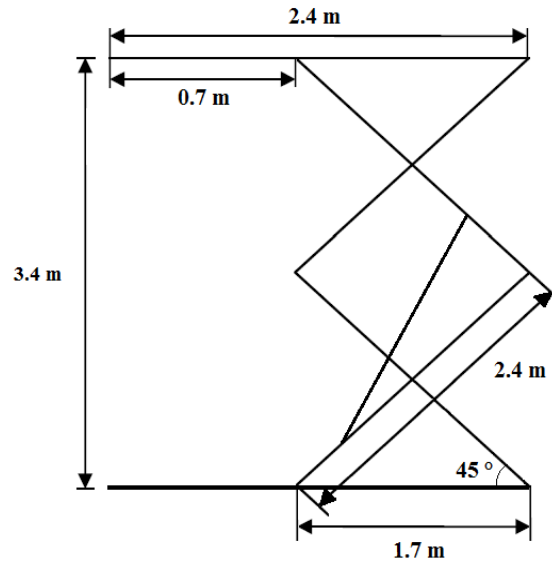


Figura.3.45. Esquema del elevador en su posición desfavorable.

En el asistente de cálculo de Solidworks se introducirá como una fuerza distribuida por toda la superficie, lo que significa que se transformará en una fuerza puntual aplicada en el centro como se muestra en el esquema de la Figura 3.46.

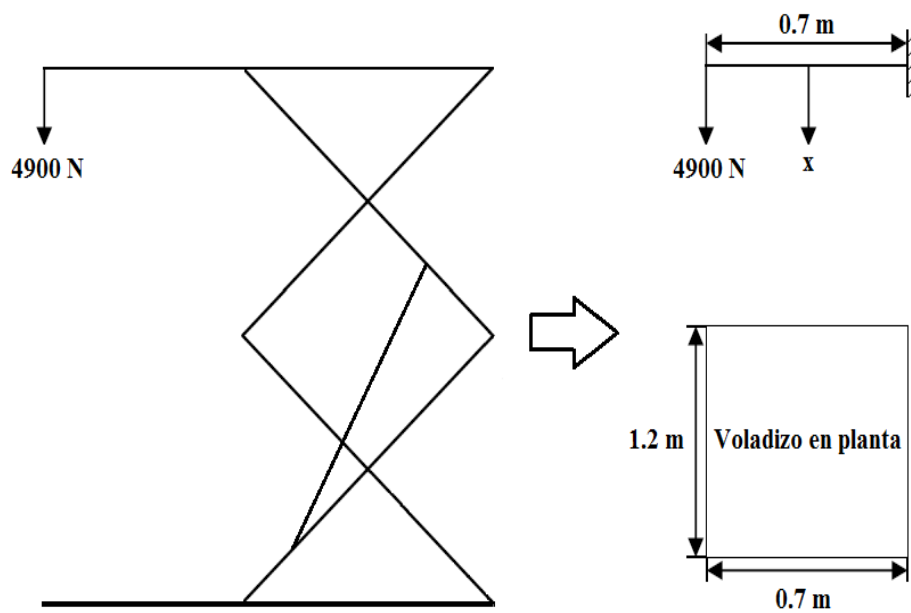


Figura.3.46. Esquema para del elevador para el análisis del voladizo

Entonces el cálculo de la fuerza ejercida en el centro del voladizo produce el mismo momento que esta fuerza de 4900 N aplicada en el extremo.

$$\sum MA = 4900 \times 0.7 = 3430 \text{ N.m}$$

$$\sum MA = X \times \frac{0.7}{2} = 3430 \text{ N.m}$$

$F_{aplicada} = 9800 \text{ N}$ Fuerza que aplicada en el centro origina el mismo momento que los 4900 en el extremo.

Finalmente, la presión que se introducirá es:

$$P_{aplicada} \times (0.7 \times 1.2) = 9800 \text{ N}$$

$$P_{aplicada} = 11666.67 \text{ N/m}^2$$

En primer lugar, se introduce la geometría del voladizo y aplican las condiciones del empotramiento. De acuerdo a la tabla de especificaciones para planchas de SIDER PERU (Anexo A), se empezará utilizando un espesor de 20 mm.

Se empezó dibujando la plancha en voladizo en SolidWorks, con los parámetros del esquema en voladizo, y un espesor inicial de 20 mm, luego con el complemento Simulation, se hace el análisis estático para esta plancha con lo cual establecemos las sujeciones en un lado de sus extremos como se muestra en la figura 3.47.

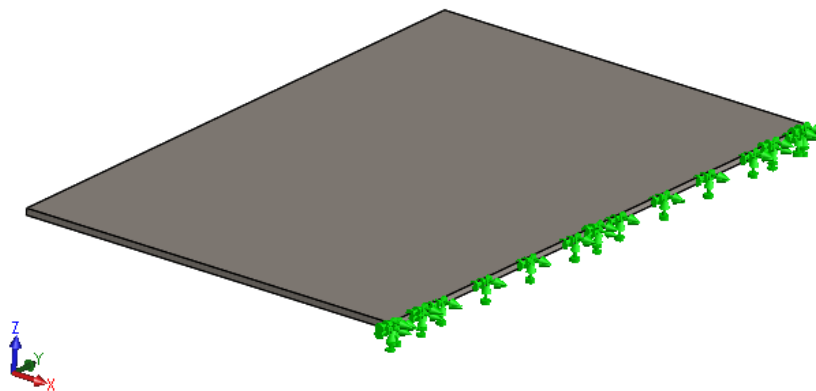


Figura 3.47. Plancha en voladizo con sujeción fija en el extremo.

Luego se aplica la presión calculada (11666.67 N/m^2) en toda el área de la base como se puede apreciar en la siguiente figura 3.48.

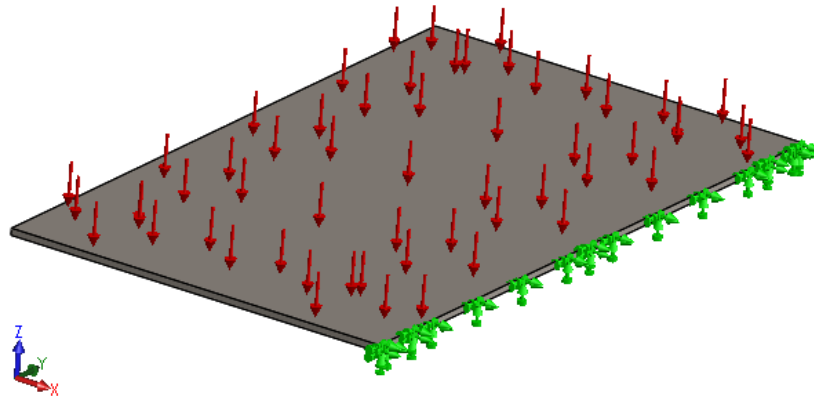


Figura.3.48 Plancha en voladizo con la presión aplicada en la superficie. También se procede a seleccionar el material para esta plancha, con lo cual se elige lo establecido anteriormente como se muestra en la figura 3.49,

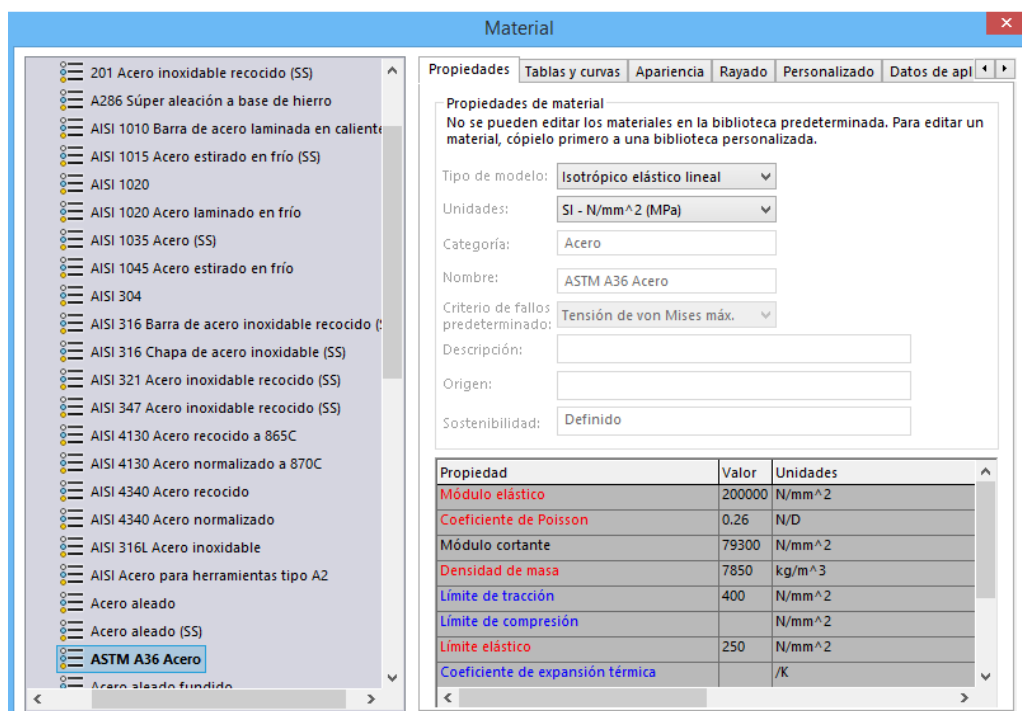


Figura.3.49. Tabla de las características del material según SolidWorks

En la figura 3.50 se observa los esfuerzos en el voladizo de la plataforma, obteniendo como resultado lo siguiente:

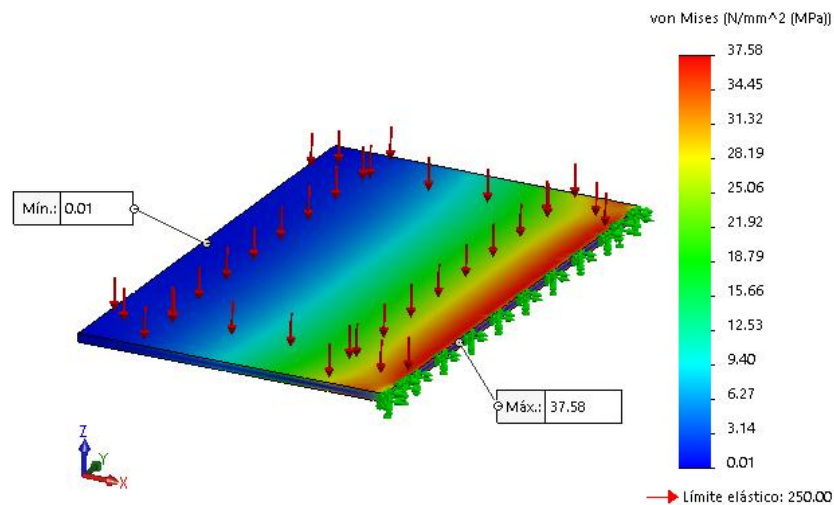


Figura 3.50. Resultado del estudio de tensiones en la plancha con espesor de 20 mm.

Aplicando como referencia el valor a la resistencia a la fluencia establecida con anterioridad (83.3 N/mm^2), para un coeficiente de seguridad $N = 3$, se puede observar la geometría con el espesor de 20 mm es válida.

$$37.58 \text{ N/mm}^2 < 83.3 \text{ N/mm}^2$$

Pero podemos optimizar el material, cambiando el espesor a 12 mm de acuerdo a la tabla de planchas gruesas según el catálogo de SIDER PERU (Anexo A). En la figura 3.51. Obteniendo como resultado lo siguiente.

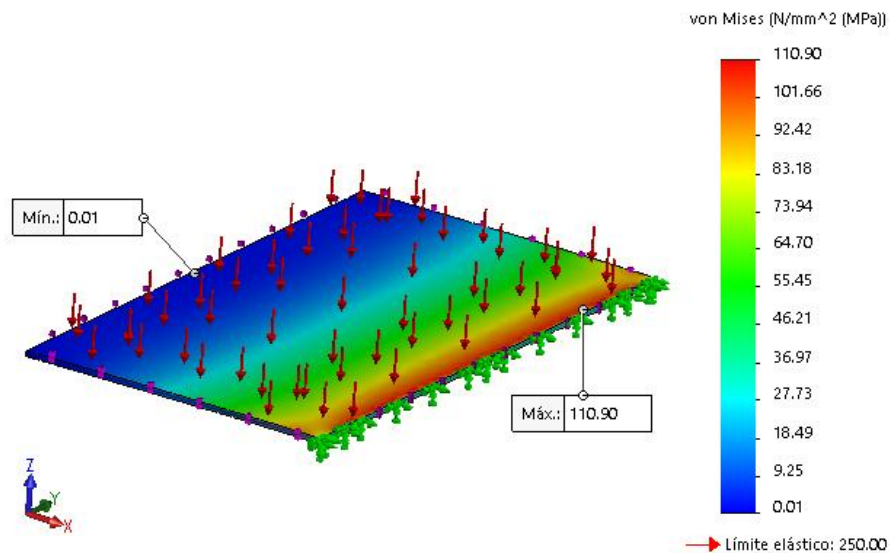


Figura 3.51. Resultado del estudio de tensiones en la plancha con espesor de 12 mm.

Con lo cual se puede observar que el espesor no es válido para este diseño.

$$110.9 \text{ N/mm}^2 > 83.3 \text{ N/mm}^2$$

Tratamos de seguir optimizando el perfil, se introdujo un valor de espesor que esté entre los anteriormente probados.

$$12 \text{ mm} < \text{espesor} < 20 \text{ mm}$$

De acuerdo al catálogo se elige un espesor de 16 mm, obteniendo como resultado lo siguiente.

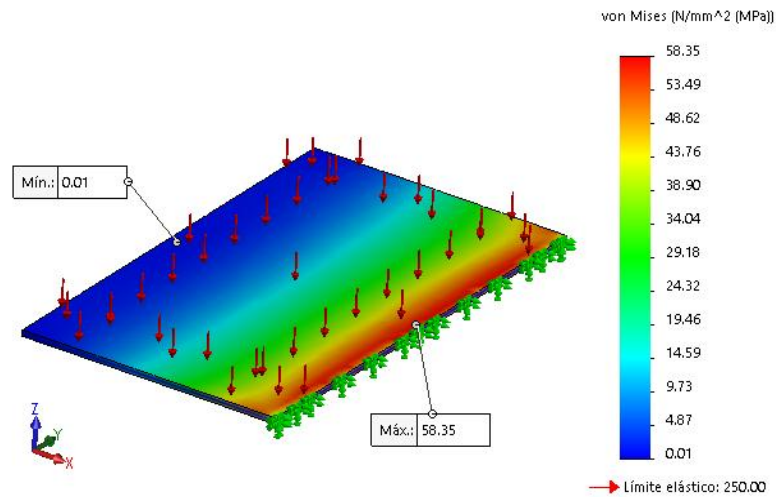


Figura 3.52. Resultado del estudio de tensiones en la plancha con espesor de 16 mm.

Observando que el espesor de 16 mm es válido para este diseño.

$$58.35 \text{ N/mm}^2 < 83.3 \text{ N/mm}^2$$

Este espesor no puede ser menor debido a que no se encuentra más dimensiones de acuerdo al catálogo de planchas gruesas de SIDER PERU (Anexo A).

También se realizó el estudio de desplazamiento en el extremo para esta plancha en voladizo como se ve en la figura 3.53, obtenido como resultado lo siguiente.

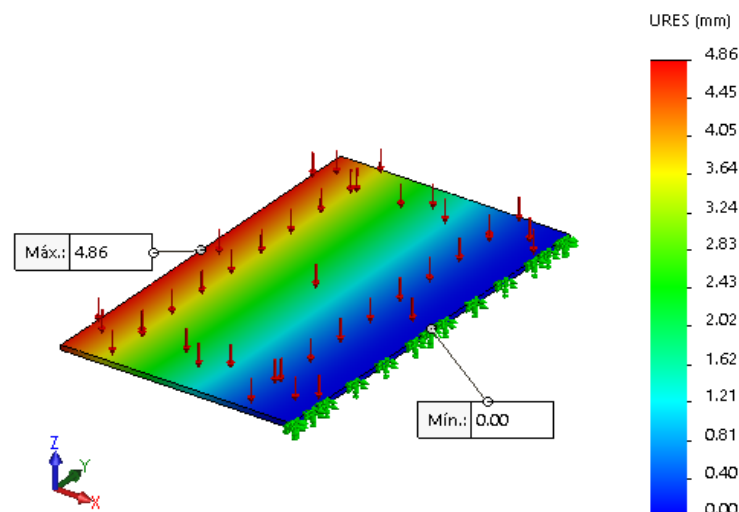


Figura 3.53. Resultado del estudio de desplazamiento en la plancha con $e = 16$ mm.

Obteniendo un desplazamiento máximo de 4.86 mm en el extremo de la plancha del soporte del elevador, para lo cual no es peligroso, y consecuentemente el espesor de la plancha para la plataforma será de 16 mm, obteniendo una geometría para la plancha de la plataforma lo siguiente:

Geometría de la plancha de la plataforma:

Largo = 2400 mm

Ancho = 1200 mm

Espesor = 16 mm

b. Análisis de los componentes del elevador.

Debido a que del análisis anterior se obtuvo un esquema de la máquina a diseñar y que para los cálculos siguientes los componentes dependen entre sí, estos elementos serán analizados en el software Solidworks para obtener los esfuerzos, deformaciones y factor de seguridad para cada uno de ellos.

Estudio de las situaciones más desfavorables de las barras

En primer lugar, se realizaron los estudios de los apoyos más solicitados con la posición de las tijeras cerradas, ya que es la situación que mayor concentración de tensiones presenta en los apoyos. En la figura 3.54 Concretamente en el apoyo del cilindro hidráulico del tijeral A-E.

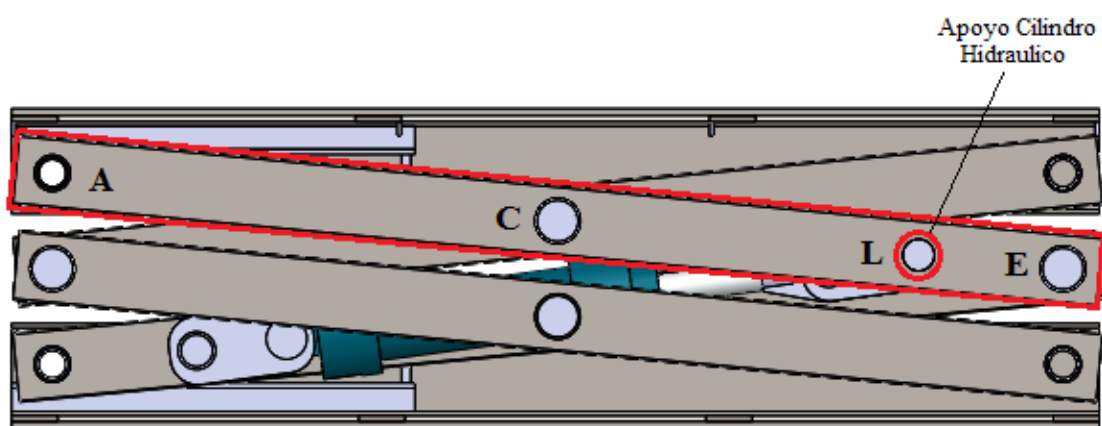


Figura 3.54. Posición de la barra A-E

Para simplificar el estudio se aplican las reacciones determinadas en los nodos anteriormente en el tijeral, que vendría ser un tubo rectangular de acero A36. A continuación, se muestra la figura 3.55 donde quedará reflejado el objeto de estudio con las reacciones y restricciones.

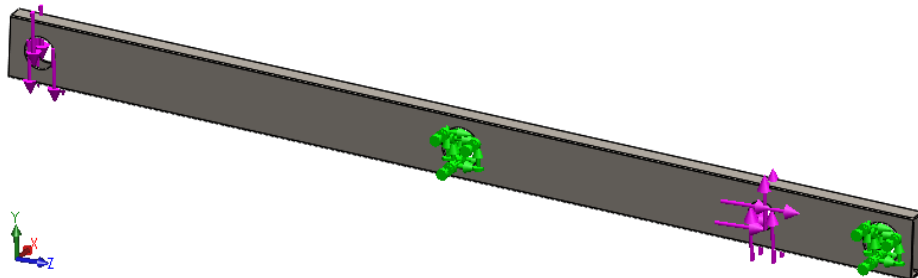


Figura 3.55. Modelo de estudio del tubo rectangular (cargas y restricciones)

Con un mallado automático establecido para tuberías, se lleva a ejecutar el estudio donde se obtiene los siguientes resultados de esfuerzo, deformación y factor de seguridad para cada elemento.

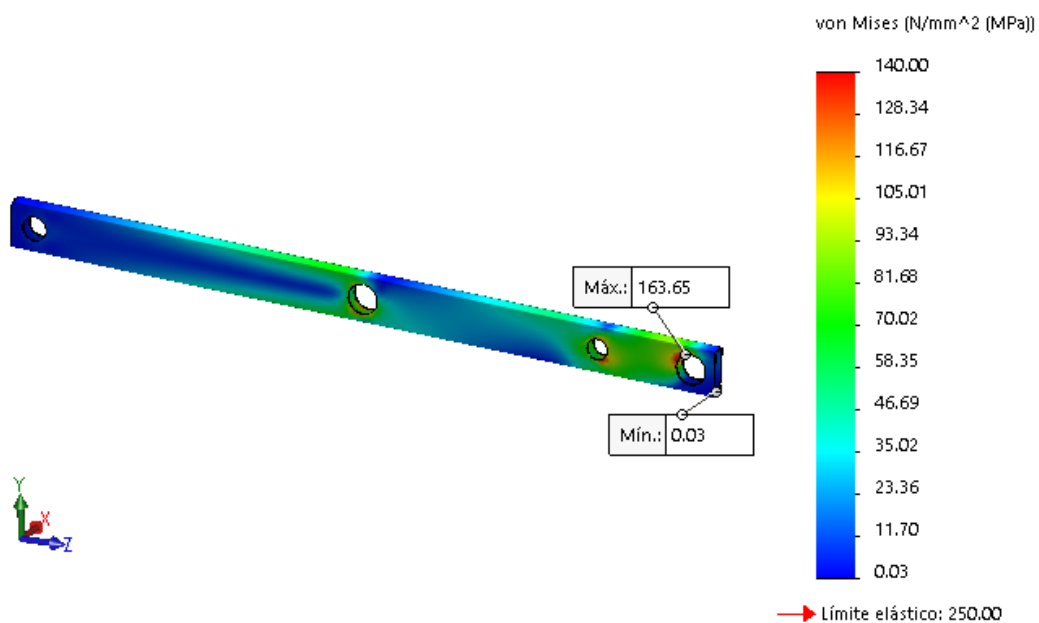


Figura 3.56. Resultado de concentración de tensiones del tijeral A-E.

Como se observa en la figura 3.56, el esfuerzo máximo en la barra vendría a ser de 163.65 N/mm^2 , la cual no supera el límite elástico seleccionado (250 N/mm^2).

En la figura 3.57, se muestra el desplazamiento máximo en la barra de 2.46 mm, la cual no afecta en el diseño del elevador.

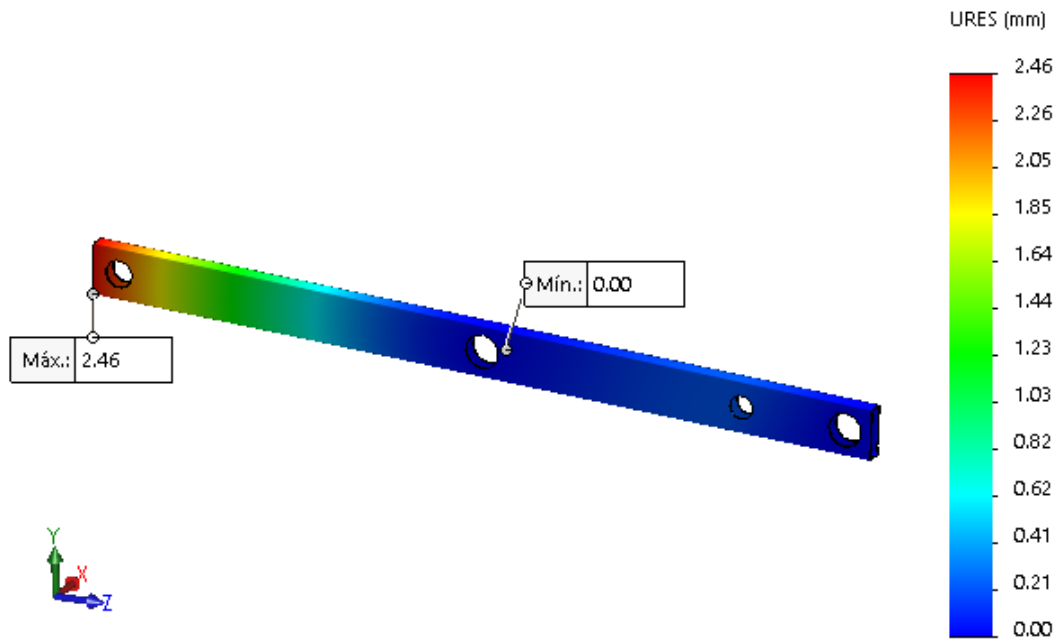


Figura 3.57. Resultado de Desplazamiento del tijeral A-E.

En la figura 3.58, se puede verificar y validar el factor de seguridad de 1.53 que se atribuye para esta tubería rectangular en el diseño del elevador.

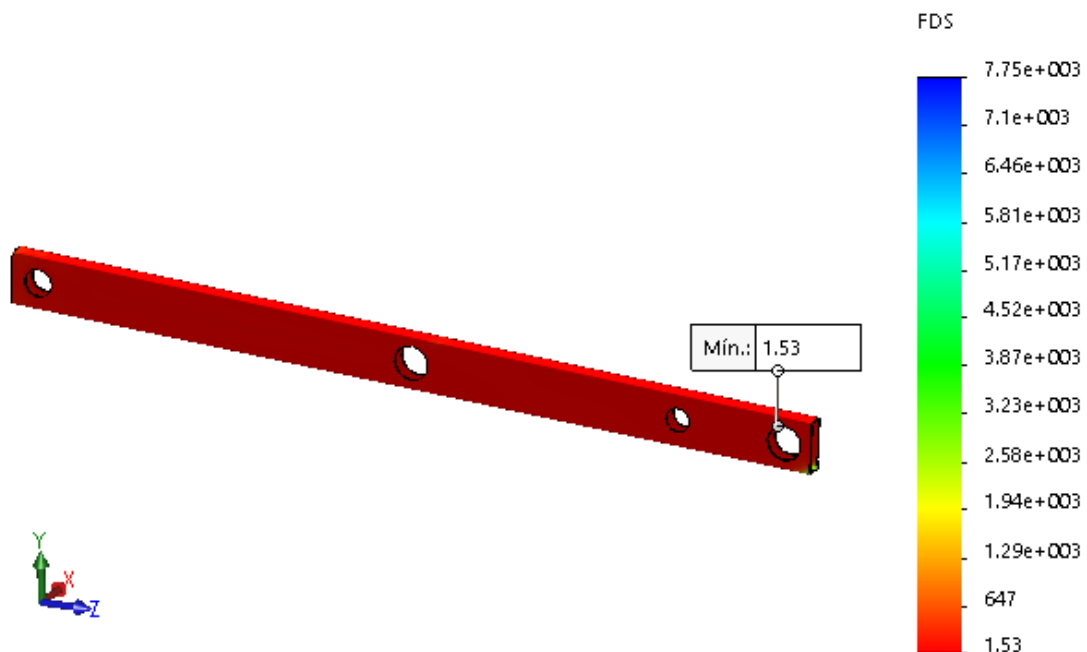


Figura 3.58. Factor de seguridad del tijeral A-E

- Estudio del pasador del tijeral para la condición desfavorable.

En el apoyo E, es donde el pasador se encuentra con un mayor concentrador de tensión, la cual el pasador este hecho de un acero 1020.

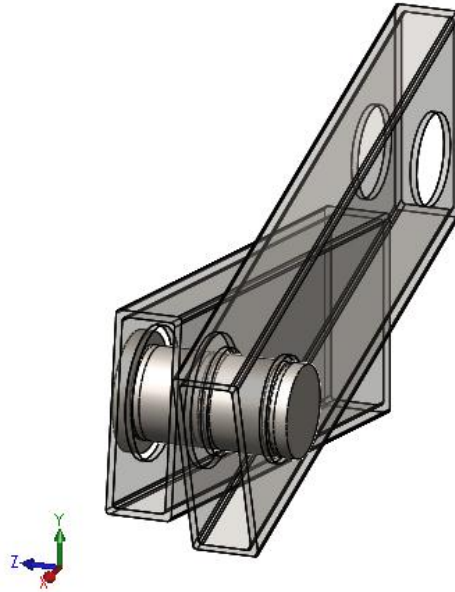


Figura 3.59. Posición del pasador en el apoyo E.

En la figura 3.60 se muestra una el objeto de estudio con sus cargas y restricciones para el pasador.

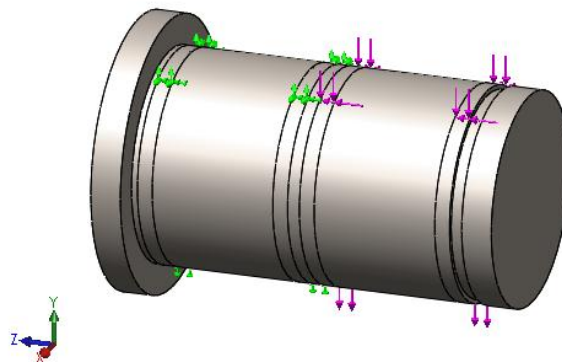


Figura 3.60. Modelo de estudio del pasador (cargas y restricciones)

Con un mallado automático establecido para curvas, se lleva a ejecutar el estudio donde se obtiene los siguientes resultados.

Como se observa en la figura 3.61, la máxima concentración de tensión vendría ser de 227.64 N/mm², la cual no supera el límite elástico seleccionado (350 N/mm²).

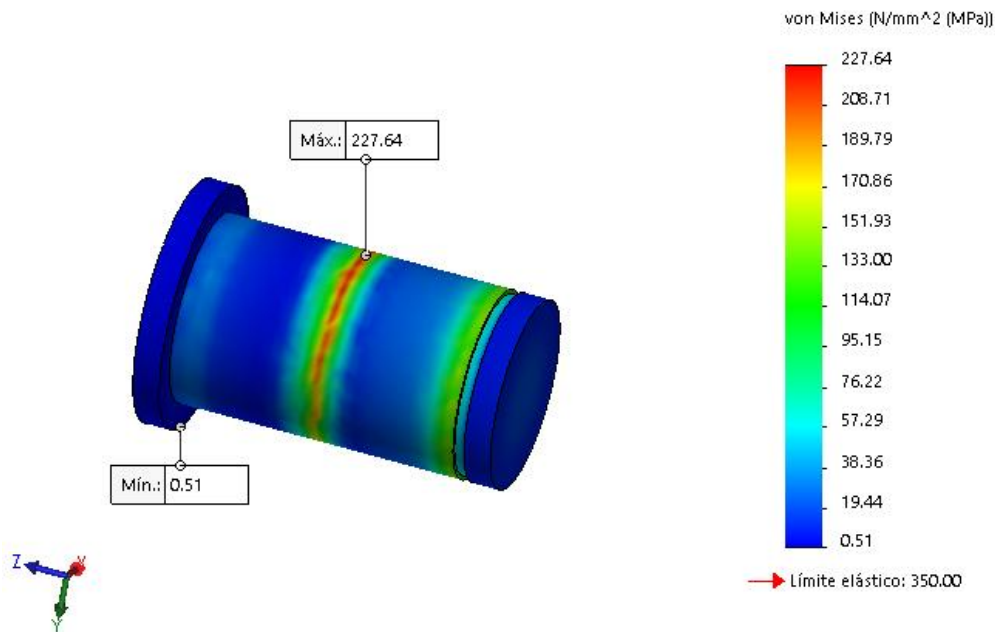


Figura 3.61. Esfuerzos en el pasador.

Para la figura 3.62, se observa que hay un desplazamiento máximo de 0.02 mm, la cual se puede despreciar por ser muy pequeño y no afecta en el diseño.

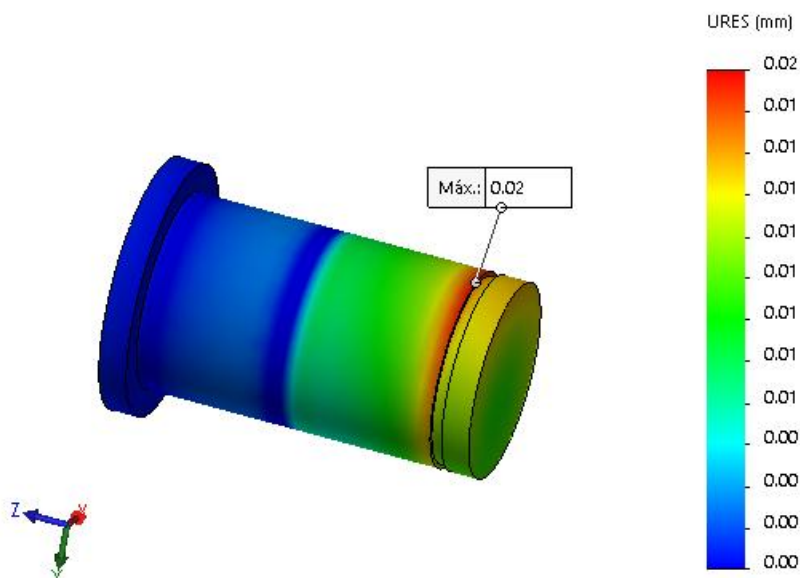


Figura 3.62. Resultado de Desplazamiento en el pasador.

Para la figura 3.63, se puede verificar el factor de seguridad de 1.54 que se atribuye para el pasador en el apoyo E.

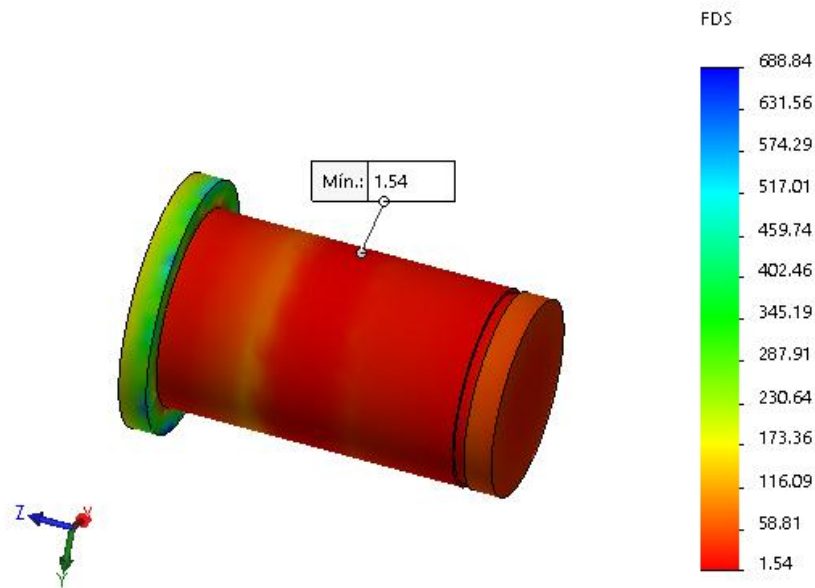


Figura 3.63. Factor de seguridad del pasador.

- Estudio del eje de la rueda del elevador para la condición desfavorable.

Cuando el elevador está extendido es donde hay más concentrador de tensiones para el eje de la rueda, la cual es de un material igual al tijeral (acero A36).

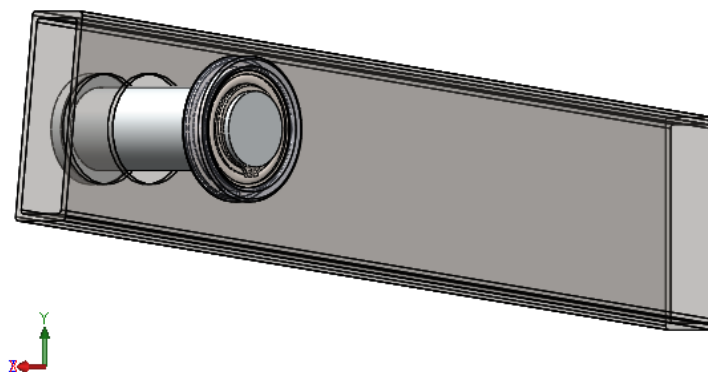


Figura 3.64. Posición del eje superior de la rueda en el apoyo A.

En la figura 3.64 se muestra una imagen donde queda reflejado el objeto de estudio con las cargas y restricciones para el eje de la rueda en el apoyo A.

Al igual como el pasador se da un mallado automático establecido para curvas, luego se lleva a ejecutar el estudio donde se obtiene los siguientes resultados.

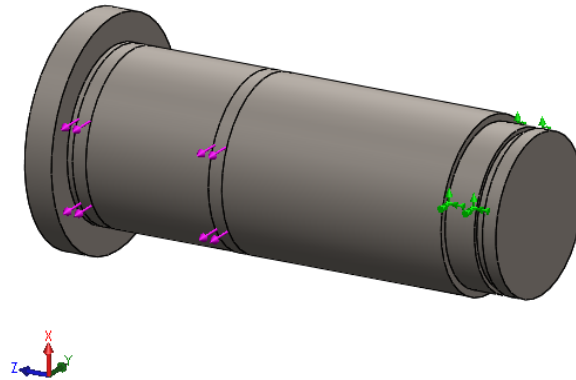


Figura 3.65. Modelo de estudio del eje de la rueda superior (cargas y restricciones)

Como se observa en la figura 3.66, la máxima concentración de tensión vendría ser de 68.47 N/mm^2 , la cual no supera el límite elástico seleccionado (250 N/mm^2).

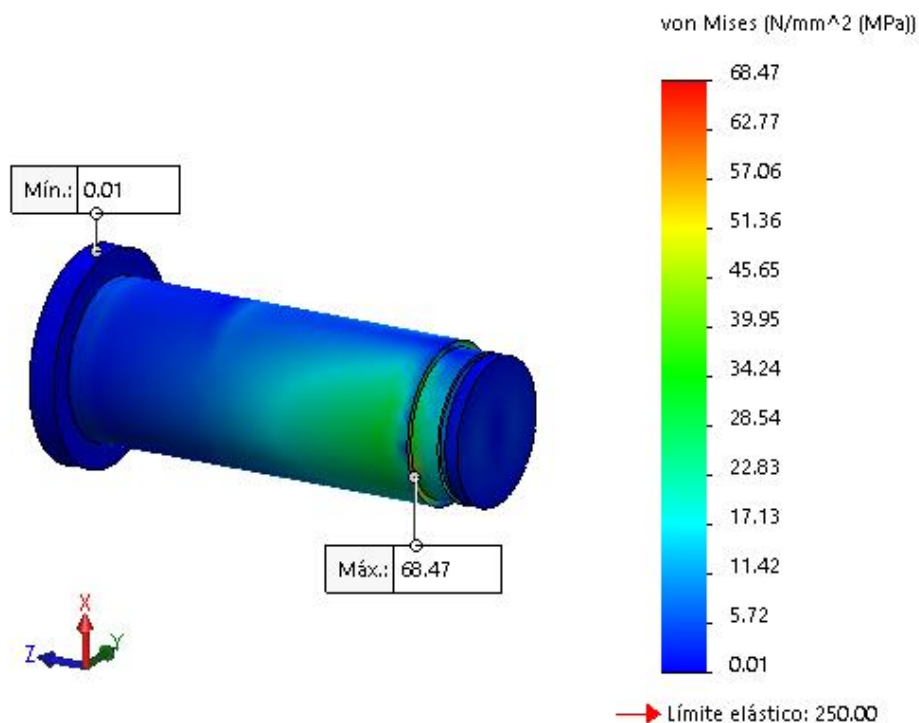


Figura 3.66. Resultado de concentración de tensiones del eje de la rueda.

Para la figura 3.67, se observa que hay un desplazamiento máximo de 0.05 mm, la cual se puede despreciar por ser muy pequeño y no afecta en el diseño.

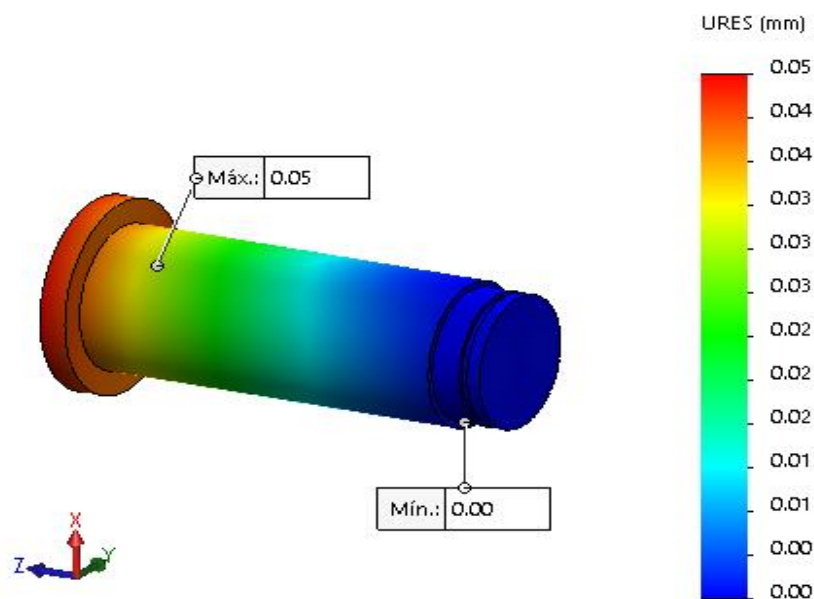


Figura 3.67. Resultado de Desplazamiento del eje de rueda.

Para la figura 3.68, se puede verificar y validar el factor de seguridad de 3.65 para el eje de rueda superior, cuando está en su posición desfavorable.

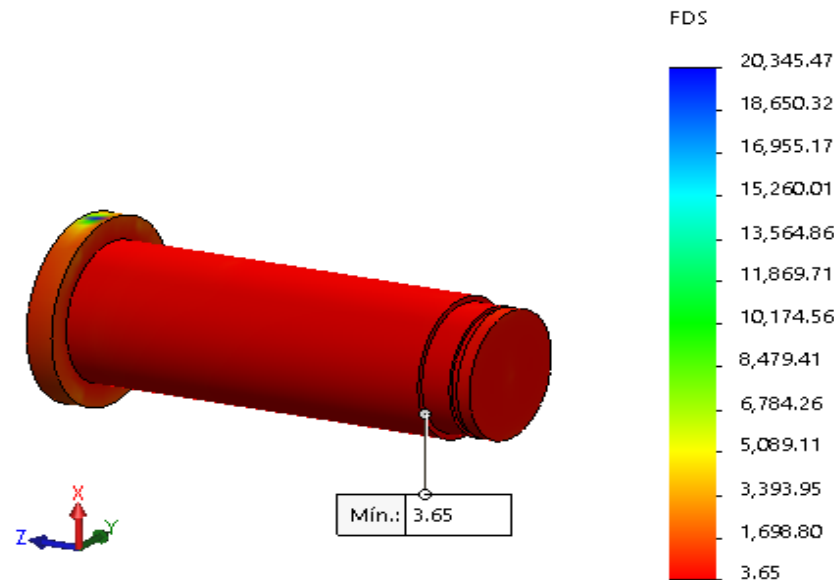


Figura 3.68. Factor de seguridad del pasador.

- Estudio de las sujeciones del cilindro hidráulico para la posición desfavorable. Cuando el elevador está plegado es donde hay más concentrador de tensiones para las sujeciones y el eje inferior, la cual es de un material igual al pasador (acero 1020).

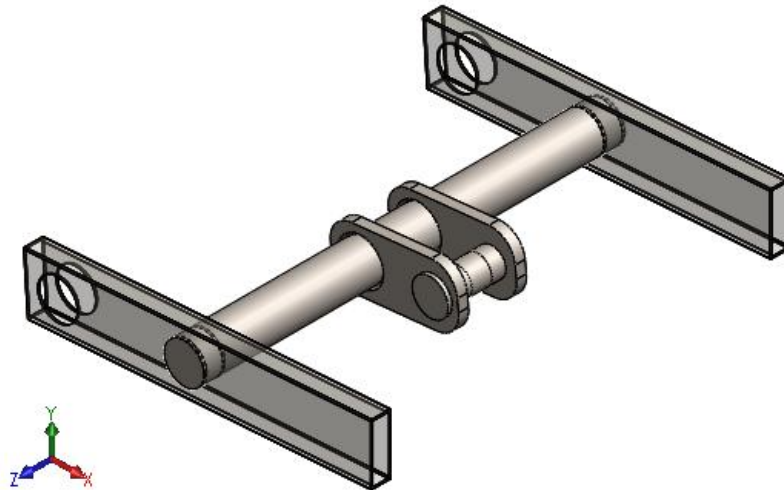


Figura 3.69. Posición del eje inferior y sujeción del cilindro hidráulico.

En la figura 3.70 se muestra el objeto de estudio con cargas y restricciones para el eje inferior junto con la sujeción del cilindro hidráulico cuando esta plegado el elevador.

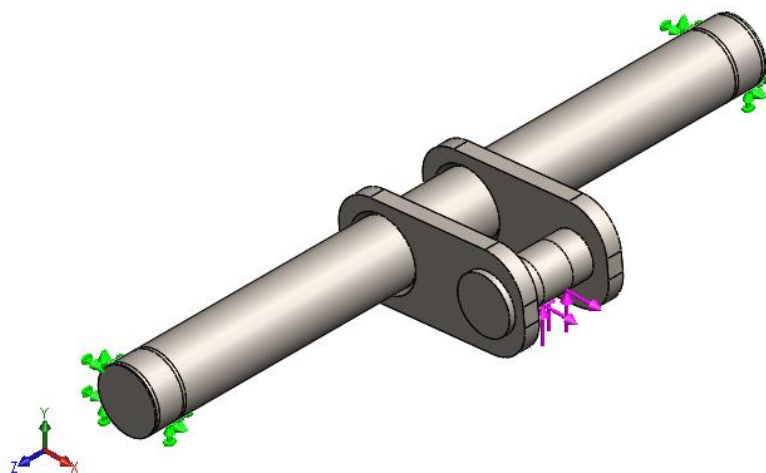


Figura 3.70. Modelo de estudio del eje de la rueda superior (cargas y restricciones)

Se da un mallado automático establecido para curvas, luego se lleva a ejecutar el estudio donde se obtiene los siguientes resultados.

En la figura 3.71, se muestra la máxima concentración de tensión 247.82 N/mm^2 , la cual no supera el límite elástico seleccionado (350 N/mm^2).

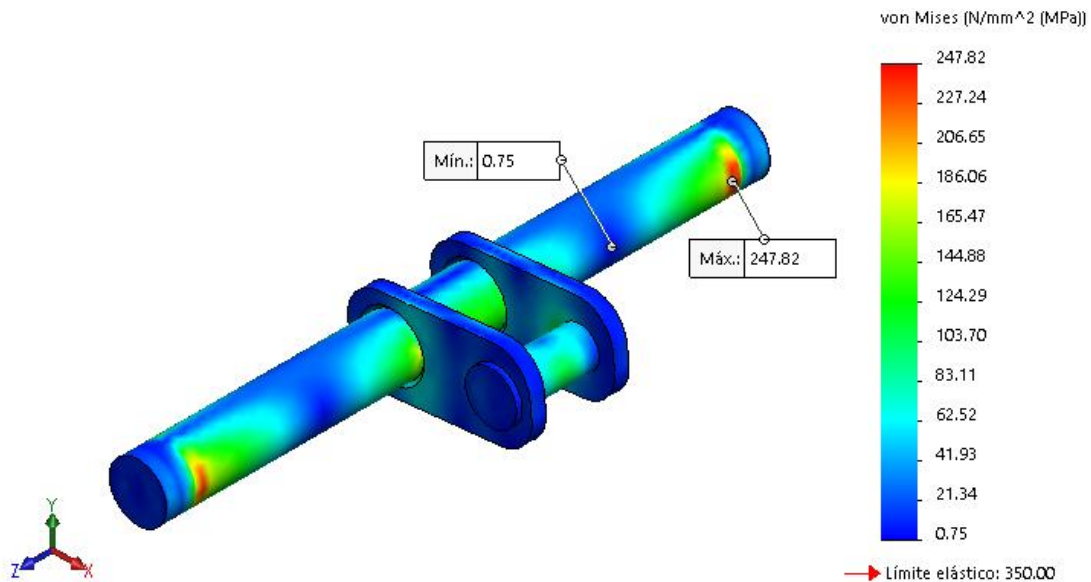


Figura 3.71. Resultado de concentración de tensiones de la sujeción y del eje inferior.

Para la figura 3.72, se observa el desplazamiento máximo de 0.8 mm, el cual es muy pequeño y no afecta en el diseño del elevador.

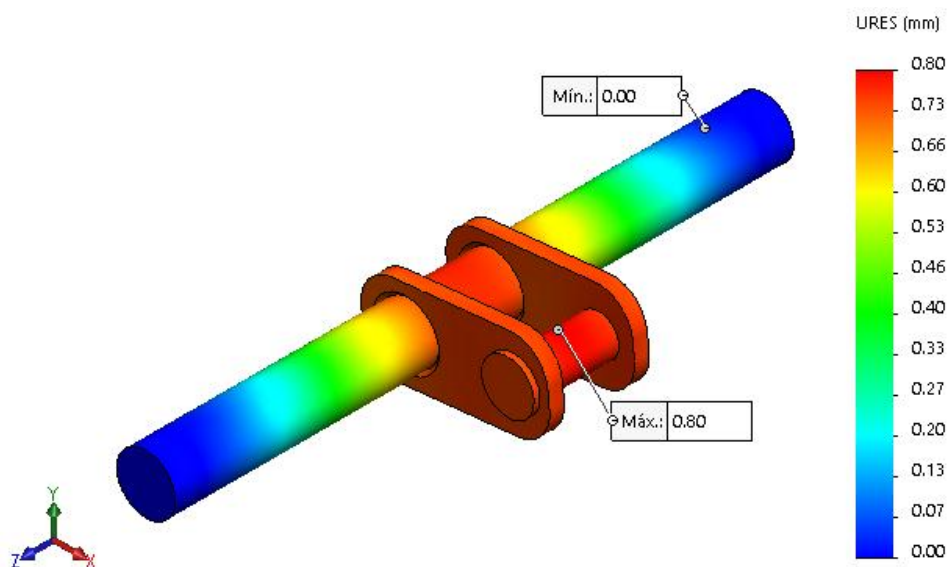


Figura 3.72. Resultado de Desplazamiento de la sujeción y del eje inferior.

En la figura 3.73, se verifica el factor de seguridad de 1.24 para el eje inferior junto con la sujeción del cilindro hidráulico, cuando el elevador está en su posición más desfavorable.

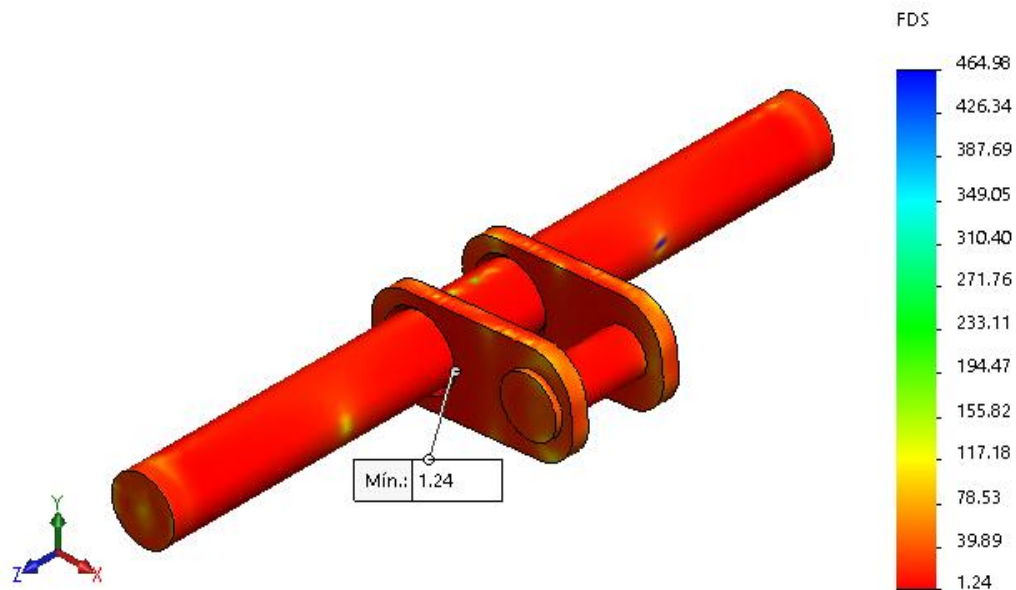


Figura 3.73. Factor de seguridad del pasador.

- Estudio de Pandeo del cilindro Hidráulico la posición desfavorable.

Cuando el elevador está desplegado es donde hay más concentrador de tensiones para el cilindro hidráulico y por ende puede ocasionarse pandeo, el vástago es de un material de acero 1045.

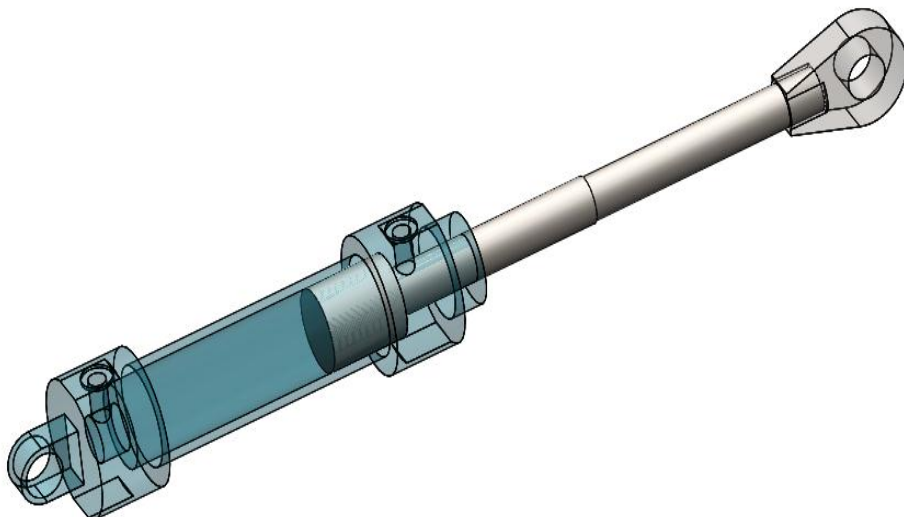


Figura 3.74. Posición del cilindro hidráulico cuando está desplegado.

En la figura 3.75 se muestra el vástago con la carga 17 KN y restricciones cuando el elevador está desplegado.

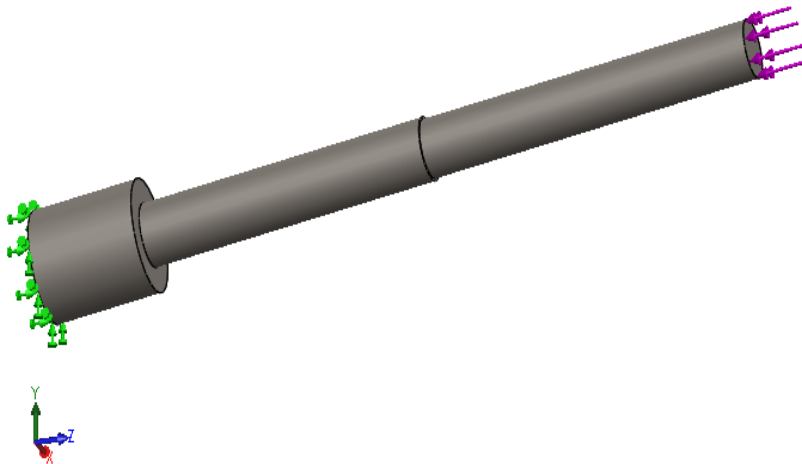


Figura 3.75. Modelo del vástago del cilindro hidráulico (cargas y restricciones)

Se da un mallado automático establecido para curvas, luego se lleva a ejecutar el estudio donde se obtiene el siguiente resultado.

Para la figura 3.76, se puede verificar y validar el factor de seguridad de pandeo de 2.47 para el vástago del cilindro hidráulico en su posición desfavorable.

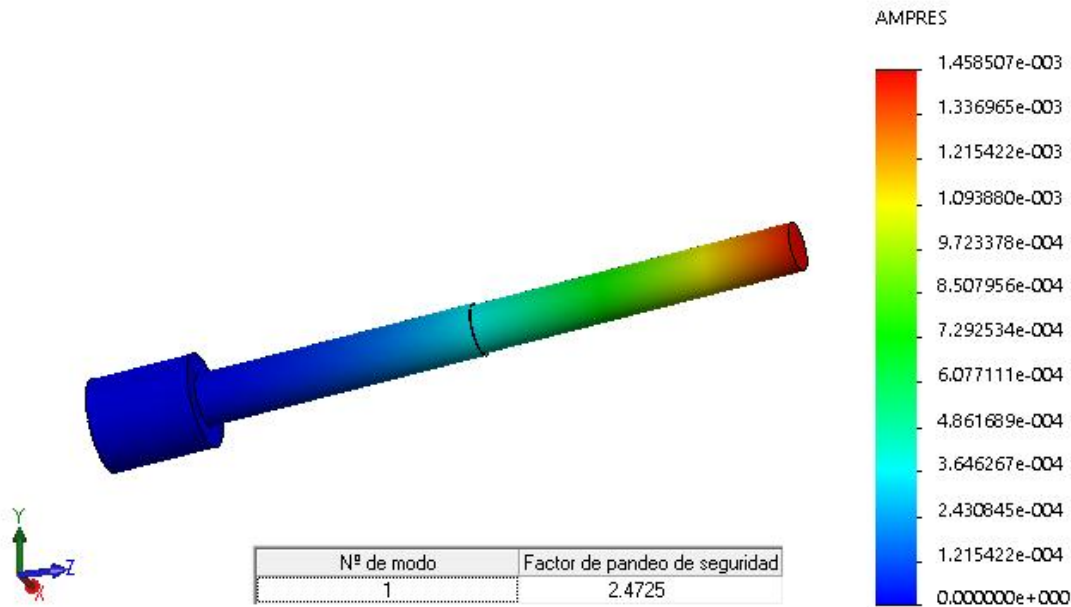


Figura 3.76. Factor de seguridad de pandeo del vástago (cilindro hidráulico)

3.5 Selección de los componentes hidráulicos.

De las características del cilindro hidráulico en el anexo I tenemos los datos para calcular los componentes que complementan nuestro sistema.

a. cálculo y selección de bomba

$$\varnothing_{Pistón\ o\ embolo} = 140\ mm$$

Del anexo I tenemos la longitud admisible de la carrera:

$$\varnothing_{Pistón} = 140\ mm\ y\ P = 250\ Bar$$

$$L = 380\ mm\ (\text{dato del cilindro})$$

$$V_{Pistón} = \frac{\text{carrera del pistón}}{\text{tiempo de elevación}}$$

$$V_{Pistón} = \frac{380\ mm}{30\ s} = 12.6\ mm/s$$

La velocidad del pistón es menor por la acción de palanca con las barras del tijeral que desarrollan un mayor desplazamiento en el extremo que mueve la plataforma.

Cálculo del caudal Q requerido.

$$Q = \# \text{ cilindros} \times V_{Pistón} \times A_{embolo}$$

$$Q = 1 \times 1.26 \times 122.72 = 154.6272\ cm^3/s$$

$$Q = 2.45\ GPM$$

$$Q = 5.5339\ cm^3/rev$$

$$P_{Presión\ hidráulica\ continua} = 250\ bar$$

Seleccionamos la bomba y del Technical catalog Hydraulic Elements (Anexo J):

La bomba seleccionada es Bomba de engranajes. Tipo BEA11 con flujo teórico de 10.9 cm³/s a 2000 RPM

b. Selección del motor.

Potencia hidraulica requerida de la bomba y el motor

$$Potencia = P \times Q$$

$$P = 3625.94 \text{ Psi. (250 bar)}$$

$$Q = 2.45 \text{ GPM}$$

$$Potencia = (3625.94 \times 2.45)/1714 = 3865.05 \text{ watts}$$

$$Potencia = 5.1831 \text{ HP ; } 1\text{watt} = 0.00134102 \text{ HP}$$

$$Potencia = 5.1831 \text{ HP}$$

La potencia hallada corresponde a la requerida, la potencia mecánica para accionar la bomba será mayor puesto que el rendimiento del sistema no es del 100%. Considerando un rendimiento medio de 85% la potencia mecánica para el accionamiento de la bomba será:

$$Potencia \text{ mecánica} = \frac{Potencia \text{ requerida}}{\eta}$$

$$Potencia \text{ mecánica} = \frac{5.1831 \text{ HP}}{0.85}$$

$$Potencia \text{ mecánica} = 6.098 \text{ HP}$$

$$Potencia \text{ mecánica} = 4.55 \text{ Kw}$$

La potencia de la bomba es baja en comparación con la potencia hidráulica que posee el tractor (Anexo L) al cual se acopla el sistema.

c. Selección de mangueras hidraulica

Los cuadros de color rojo muestran la ubicación de las mangueras en el cilindro en el anexo M.

Luego de la tabla del anexo M-2, con el diámetro del pistón,

$$\varnothing_{Pistón\ o\ embolo} = 140\ mm$$

En tabla M-3 se observa que la dimensión del diámetro interno de la manguera es:

$$\varnothing_{Pistón\ o\ embolo} = 140\ mm \rightarrow EE_{manguera}(diámetro\ interno) = G1\ 1/4\ pulg.$$

Luego la manguera seleccionada según el catalogo en el anexo M-3 RUBRO 1 MANGUERAS HIDRÁULICAS es la siguiente: MANGUERA HIDRÁULICA SAE 100R13 La manguera está realizada en conformidad con las normas SAE 100R13 y GB / T10544-2003.

Como la Presión máxima del caudal de salida de la bomba es de 250 Bar y según la selección de la tabla de la manguera hecha hasta ahora nos da una presión de $357\ Kg/cm^2 = 350,097\ Bar$ esto indica que la presión que puede soportar la manguera es de 350,097 Bar y es correcta porque la presión máxima del caudal de salida de la bomba es de 290 Bar.

Se selecciona una válvula del tipo 4/3 a la presión de las mangueras hidráulicas adaptadas al tractor JOHN DEERE y una válvula de alivio igual a la presión máxima del cilindro hidráulico.

d. Sistema hidráulico.

En la figura 3.77 se encuentra el esquema del sistema hidráulico básico propuesto para el elevado de tijeras que estará conectado al equipo hidráulico del tractor que lo remolcara. Sus componentes principales son:

1. Tanque hidráulico del tractor JOHN DEERE 35 galones.
2. Filtro de succión ISO 16 μm .
3. Bomba hidráulica de engranes modelo BEA11caudal de 2.45 GPM
4. Motor eléctrico de 5,5 Kw
5. Válvula check anti retorno
6. Válvula de alivio presión de trabajo máximo 290 bar
7. Manómetro de 0-400 bar
8. Válvula distribuidora 4/3 presión máxima nominal 350 bar.
9. Cilindro hidráulico de presión de trabajo 250 bar
10. Vástago de cilindro.
11. Válvula de control de flujo.
12. Filtro de retorno.

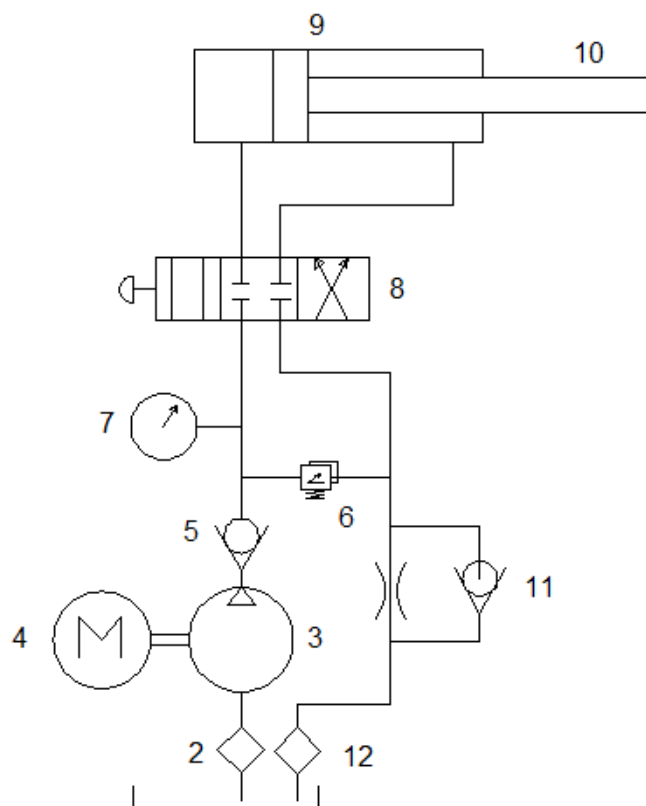


Figura 3.77 esquema hidráulico del sistema elevador.

3.6 Estudio Financiero.

Presupuesto de componentes y materiales del elevador hidráulico.

Tabla 3.5 costo de materiales

FABRICACION DE ELEVADOR HIDRAULICO CON CAPACIDAD DE MEDIA TONELADA Y CUATRO METROS DE ALTURA				
MATERIALES	Und.	Cant.	P. unitario (S/.)	Total (S/.)
Plancha de acero estructural ASTM A-36 1/2"x1.5x6 m	Unid.	1	3,500.00	3,500.00
Plancha de acero estructural ASTM A-36 1/4 "x1.2x2.4 m	Unid.	1	734.00	734.00
Angulo estructural ASTM A-36 1 1/4 "	Unid.	1	72.00	72.00
Tubo rectangular 6"x 2"x 6 m	Unid.	3	320.00	960.00
Bocina de alta. De 3"x Di 2 1/4 " x 0.4 m	Unid.	1	150.00	150.00
Platina 1/2" x 2" ASTM A-36	Unid.	2	58.00	116.00
Pasador de D. 70 mm SAE 1022	Unid.	8	18.70	150.00
Pasador de D. 60 mm SAE 1022	Unid.	16	15.70	250.00
Tubo redondo SCH 40 D 1 1/4 "	Unid.	2	120.00	240.00
Anillos de seguridad ANSI	Unid.	24	4.50	108.00
Arandela 1 1/4" DIN	Unid.	24	0.80	19.20
Pasador DIN 94	Unid.	12	2.50	30.00
Pernos hexagonales	Doce.	4	9.60	38.40
Soldadura Exatub E71Ni	Rollo	2	236.50	473.00
Discos de corte 4 1/2 NORTON	Unid.	2	20.00	40.00
Electrodo 6011 P 1/8"	Caja	1	247.00	247.00
Zincromato venceacril	Galón	5	85.00	425.00
Oleomate anypsa med	Galón	4	76.00	304.00
Aros y ruedas.	Unid.	4	315.00	1260.00
Cilindro hidráulico	Unid.	1	7 000.00	7000.00
Otros.				1 300.00
TOTAL				17 416.60

Calculo del VAN y TIR del proyecto elevador hidráulico.

Tabla 3.6 Inversiones en fabricación.

INVERSIONES	Cantidad	U.M.	Precio S/	Sub total S/.
costo de diseño	1	servicio	3000.00	3 000.00
costo de materiales y consumibles	1	piezas	17 416.60	17 416.60
Energía eléctrica			500.00	500.00
mano de obra y otros			5,000.00	5,000.00
				25 916.60

Tabla 3.7 Beneficio mensual

INSTALACIÓN Y MANTENIMIENTO		
	Con andamios de madera	Con elevador
Numero de obreros	10	4
Sueldo (S/.)	80	80
Días de trabajo	90	60
Gastos de operación (S/.)	-	150
Gasto Total	72 000	28 200
BENEFICIO MESUAL S/. 9 900		

Tabla 3.8 Muestra VAN Y TIR del cliente.

FLUJO DE FONDO NETOS		
Meses	Flujo de fondos	Movimiento en el periodo - año
Inversión	25 916.00	Costo inicial de Fabricación
1	9 900.00	Beneficios netos mensual
2	9 900.00	Beneficio mensual
3	9 900.00	Beneficio mensual
4	9 900.00	Beneficio mensual
TIR	20%	TIR > tasa Interés
Tasa interés	10%	Proyecto es rentable
VAN	S/. 4 850.00	VAN > 0

PERIODO DE RETORNO DE LA INVERSION	
4	MESES

IV. Discusión.

Luego de analizar los resultados obtenidos en la tesis se genera algunas discusiones que debemos tener en consideración.

- Las reacciones producidas en la estructura se deben a cargas estáticas en condiciones desfavorables es por eso que para el factor de seguridad del vástago del cilindro hidráulico se considera un factor de diseño para la fuerza que empuja a la estructura y otro para protegerlo del fenómeno de pandeo.
- Cuando el cilindro hidráulico trata de romper la inercia de todo el mecanismo en reposo con las tijeras plegadas, este necesita hacer la fuerza posible para mover la plataforma es por eso que por la desventaja de la posición necesita aplicar una gran fuerza, comparando con los antecedentes de Chavez D este toma un cilindro que ejerce una fuerza de 526.18 KN para una carga de 1000 kg mientras que nuestro cilindro ejerce una fuerza de 193.35 KN para una carga aproximada de 500 Kg.
- En comparación con los trabajos previos podemos hacer una relación entre los resultados que se obtuvieron. Para una plataforma que elevara una persona con discapacidad se consideró un factor de seguridad para el vástago del cilindro hidráulico de 3 con un diámetro de 50 mm, carrera de 165 mm, Presión de bomba de 100 bares y un motor de 1 HP y nuestro elevador se obtuvo los siguientes resultados para elevar a cuatro personas en condiciones desfavorables y un equipo de trabajo, factor de seguridad para el vástago de 2.45 con diámetro de 70 mm, carrera de 380 mm trabajando con una presión de bomba de 250 bar y un motor de 6 HP.
- Las cargas a condiciones desfavorables se tomaron con el fin de diseñar una estructura móvil capaz de resistir condiciones críticas de carga y volcadura, por alguna mala maniobra.
- El elevador hidráulico es adaptado al tractor que lo remolca para accionar el cilindro y elevar la plataforma regulando la presión con válvulas de distribución y de alivio en el sistema hidráulico.

V. Conclusiones.

- Mediante las técnicas e instrumentos de recolección de información se conoció sobre la importancia del uso de casas malla en el cultivo de esparrago, su construcción y mantenimiento además geometría y uso para la elaboración de la lista de exigencias para el diseño del mecanismo.
- Con la metodología de diseño mecánico, se recaudó información de distintas fuentes sobre tipos de elevadores para establecer un estado de la tecnología y plantear alternativas de solución para nuestro diseño.
- Con la evaluación cualitativa de las alternativas de solución tanto técnica como económica se encontró las mejor condiciones de operación denominado diseño preliminar óptimo.
- Se diseñaron los componentes principales siguiendo las Normas de construcción UNE-280 y la Norma técnica G.050 de seguridad ocupacional durante la construcción del Ministerio de vivienda, construcción y saneamiento del Perú; obteniendo, una plataforma de largo 2.4 m ancho 1.2 m espesor de 16 mm, tijeras de 2.4 m de longitud con sección rectangular de 6"x 2", se seleccionó un cilindro hidráulico de 380 mm carrera con una presión de 250 bar. Una bomba con un desplazamiento de 10.9 cm³/rev. Y un motor de 6 Hp.
- Con el software Solidworks se modelaron las estructuras para verificar que los esfuerzos no superen el límite elástico del material y para determinar los factores de seguridad de todos los elementos. El factor de seguridad contra pandeo del vástago del cilindro es de 2.45 según el software.
- Mediante el estudio financiero de la maquina encontramos que el periodo de retorno de la inversión sería en dos meses con los beneficios obtenidos por el incremento en la velocidad de operación y mayor eficiencia de la operación minimizando personal.

VI. Recomendaciones.

- Para trabajos futuros en base a este diseño es muy importante analizar el mecanismos a cargas dinámicas y de fatiga para analizar el tiempo de vida de la máquina.
- Los cálculos que se hicieron para esta estructura se realizaron a cargas estáticas en las condiciones más desfavorables para la maquina se recomienda realizar previamente los análisis de soldadura y análisis cuando el cilindro hidráulico rompe la inercia del mecanismo.
- Se pueden reducir costos de fabricación utilizando equipos que la empresa Camposol. S.A. tiene en desuso y aprovechar sus componentes para acoplarlos a nuestro diseño.
- Ya que el elevador hidráulico será remolcado por un tractor se recomienda acoplar este sistema para aprovechar la energía del tractor y facilitar su funcionamiento.
- Se recomienda el uso de equipos de seguridad para el uso del equipo cuando se encuentren realizando trabajos como: casco, zapatos de seguridad y arnés.
- Se recomienda tomar las mayores medidas de seguridad en la manipulación de este sistema utilizando mecanismos como frenos, barras de tope en las tijeras para asegurar el nivel al que se está trabajando.
- Esta prohibido sobrepasar el número máximo de obreros para el que fue diseñado.

VII. Referencias bibliográficas.

- [1] CAMPOSOL. 2015. Informe de Sostenibilidad . [En línea] 1 de Enero de 2015. [Citado el: Octubre de 2 de 2016.] <http://www.camposol.com.pe/productos.html>.
- [2] BRAVO Y MOROCHO, “Elevador hidráulico para vehículos livianos de hasta dos toneladas”. Proyecto para optar por el título de ingeniero mecánico. Escuela Politécnica del Ejército, Ecuador. 2003.
- [3] CABRERA, Raúl P. 2011. *Cálculos de elevador Hidráulicos según Normativa EN 81-2*. Madrid : s.n., 2011. pág. 174, Tesis .
- [4] ARROYO, Flavio y ROMERO, Carlos. 2003. *Elevador Hidráulico para Vehículos Livianos de hasta Dos Toneladas*. Ecuador : s.n., 2003. pág. 151, Tesis.
- [5] GUAMÁN Y VEGA (2003), “Diseño y construcción de un elevador para la Facultad de Mecánica”, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo (Riobamba - Ecuador).
- [6] SHIGLEY J. *Diseño en Ingeniería Mecánica*. [ed.] Novena Edición. McGraw Hill. México, D.F. 2009.
- [7] LASHERAS E., Jose. 1980. *Ascensores y Escaleras Mecánicas*. [ed] Primera . Barcelona : INO-Reproducciones Sta. Cruz de Tenerife, Zaragoza, 1980. 84-352-0525-8.
- [8] MARTÍNEZ, “Diseño, cálculo y dimensionado de una plataforma elevadora móvil de personal con accionamiento hidráulico”. Tesis para optar por el título de ingeniero mecánico. Universidad De Valladolid, España. 2008.
- [9] SOWELL, Tomas. *Economía Basica* . España: Deusto SA, 2013.

[10] HERNÁNDEZ SAMPIERI, R. Metodología de la Investigación. Cuarta, México D.F. McGRAW-HILL/Interamericana Editores, SA de C.V, 2006. ISBN 9786071502919.

[11] <http://www.ascensoresyelevadores.com/plataformas-elevadoras/>

[12] <https://prezi.com/4twpj0vw28wc/ventajas-entre-invernaderos-casa-malla-y-malla-sombra/>

[13] Chávez Peres, Damián. “Elevador de tijeras por accionamiento hidráulico” Universidad de Santa cruz de Tenerife- España. 2015

[14] MARKLE C. Hidráulica manual de estudio- Nivel basico 1° edición Colombia, Festo, 1989.

[15] SOWELL, Tomas. 2013. *Economía Basica* . España : Deusto SA, 2013. 9788423412648.

[16] Guerrero, Jhony “Diseño de un elevador para personas en condición de discapacidad para el laboratorio de investigación en biomecánica y robótica aplicada”, Pontificia Universidad Católica. Perú 2013.

ANEXOS

Anexo A.

El principio de funcionamiento del elevador se basa en una estructura metálica que utiliza la geometría y funcionamiento de las tijeras, para aumentar la distancia entre los extremos de las barras, debido a la fuerza que será aplicada por el cilindro hidráulico. A medida que el vástago del cilindro hidráulico avanza, va moviendo las barras en que se apoyan el cilindro y el vástago, y esta a su vez, y mediante sus uniones articuladas con los pasadores, mueven el resto de las barras elevando la estructura.

Material: Se decide utilizar un acero comercial para usos generales, por lo que el acero A36 es el indicado por tener una especificación estándar en el mercado y una resistencia mecánica suficiente para la fabricación del elevador.

Tabla A.1 Propiedades Mecánicas del Acero A36

Límite de fluencia mínimo		Resistencia a la Tracción			
Mpa	Psi	Psi		Mpa	
		Min	Máx	Min	Máx
250	36000	58000	80000	400	550

Resistencia a fluencia del material: 250 N/mm^2 .

Se aplica un coeficiente de seguridad de 2 y la nueva resistencia a fluencia es:

$$\frac{250}{2} = 125 \text{ N/mm}^2$$

Base de la plataforma: Como ya se tiene escogido el material (acero A36), se busca en el mercado una estructura que cumpla con las siguientes exigencias para la fabricación de la base de la plataforma, a la vez se mantendrá los parámetros geométricos que se establecieron al principio, lo cual con todos estos datos se utilizar una plancha gruesa de SIDERPERU tanto para la base superior e inferior, los parámetros de diseño son: 2400 mm de largo y 1200 mm de ancho.

De acuerdo a las especificaciones del catálogo de planchas gruesas de SIDER PERU

Tabla A.2 Características Dimensionales para las planchas gruesas

Ancho	Espesor													Longitud
	6,0	6,4	8,0	9,0	9,5	12,0	12,5	16,0	20,0	25,0	32,0	38,0	50,0	
1220	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	
1520	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	2400 ⁽¹⁾
1800	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	
2000	-	-	-	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	6000
2400	-	-	-	-	-	x	x	x	x	x	x	x	x	12000

Se busca un espesor que pueda resistir a la tensión de fluencia de 125 N/mm^2 , por lo que empezaremos con el menor espesor la cual vendría ser de $e = 12 \text{ mm}$.
Barras de los Tijerales: Con una longitud de 2400 mm , se calcula en primer lugar la sección necesaria para que aguante las fuerzas a las que están sometidas atendiendo a la teoría de Von Mises, se elige para la barra de los tijerales un tubo rectangular con las siguientes especificaciones por el catálogo de SIDERPERU.

Tabla A.3 Características Dimensionales para las planchas gruesas

Tubos LAC Rectangular Mecánico							
Dimensión Exterior		Espesores (mm)					
Pulgadas (")	Milímetros (mm)	1.5	1.8	2.0	2.5	3.0	4.0
-	20 x 40	x	x	x			
	30 x 40	x		x			
	30 x 50	x		x			
	30 x 60	x		x			
1 x 2	-	x	x	x			
-	40 x 50	x		x			
-	40 x 60	x	x	x	x	x	
1 x 3	-			x	x	x	
-	40 x 80	x	x	x	x	x	
-	50 x 70			x			
2 x 3	-		x	x	x	x	
-	50 x 100			x		x	
	50 x 150			x			
2 x 4	-		x	x	x	x	x
3 x 4	-			x			
2 x 6	-			x	x	x	x

Anexo B

5 REQUISITOS Y/O MEDIDAS DE SEGURIDAD

5.1 Generalidades

El fabricante debe cumplir los requisitos expuestos en este capítulo.

Además, las máquinas deben estar conformes, de forma adecuada, con las Normas EN 292-1:1991, EN 292-2:1991 y su modificación EN 292-2:1991/A1:1995 para los peligros no cubiertos por esta norma.

5.2 Cálculos de estructura y estabilidad

5.2.1 Generalidades. El fabricante es responsable:

- a) para los cálculos estructurales, de la evaluación de las cargas y fuerzas individuales en sus posiciones, direcciones y combinaciones produciendo las condiciones mas desfavorables de esfuerzo de sus componentes, y
- b) para los cálculos de estabilidad, de la identificación de las diversas posiciones de la PEMP y de las combinaciones de cargas y fuerzas que, conjuntamente, originan las condiciones de estabilidad mínimas.

5.2.2 Cargas y fuerzas. Deben considerarse las cargas y fuerzas siguientes:

- a) carga nominal (véase el apartado 5.2.3.1);
- b) cargas debidas a la estructura (véase el apartado 5.2.3.2);
- c) cargas debidas al viento (véase el apartado 5.2.3.3);
- d) fuerzas manuales (véase el apartado 5.2.3.4);
- e) cargas y fuerzas especiales (véase el apartado 5.2.3.5);

5.2.3 Determinación de cargas y fuerzas

5.2.3.1 Carga nominal

La carga nominal es: $m = n \cdot m_p + m_e$

donde

m_p 80 kg (masa de una persona)

m_e 40 kg (valor mínimo de la masa de las herramientas y materiales)

n número autorizado de personas sobre la plataforma de trabajo.

La masa de cada persona se asimila a una carga específica aplicada a la plataforma de trabajo en un punto situado a una distancia horizontal de 0,1 m del borde interior de la parte superior de la barandilla. La distancia entre las cargas debe ser 0,5 m (véase la figura 3 como ejemplo).

La masa del equipo se supone como una carga uniformemente repartida sobre el 25% del piso de la plataforma de trabajo. Si la presión resultante sobrepasa 3 kN/m², el valor del 25% puede aumentarse hasta un valor que permita obtener una presión de 3 kN/m² (véase la figura 4 como ejemplo).

Todas estas cargas deben colocarse en las posiciones que creen las condiciones más desfavorables.

(Fuente: Norma UNE-EN 280:2013)

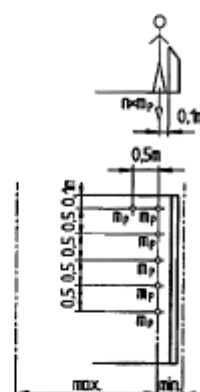


Fig. 3 - Carga nominal. Personas

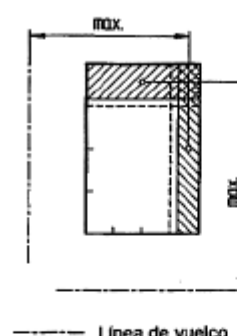


Fig. 4 - Carga nominal. Equipo

5.2.3.2 Cargas debidas a la estructura. Las masas de elementos de la PEMP que no se mueven deben tomarse como cargas estáticas de la estructura.

Las masas de elementos de la PEMP que se mueven deben tomarse como a cargas dinámicas de la estructura.

5.2.3.3 Cargas debidas al viento

5.2.3.3.1 Se considera que todas las PEMP utilizadas en el exterior están sometidas a una presión debida al viento igual a 100 N/m², que representa una velocidad del viento de 12,5 m/s (Escala Beaufort 6).

Las fuerzas debidas al viento se supone que actúan horizontalmente en el centro de la superficie de los elementos de la PEMP, de las personas y del equipo situados sobre la plataforma de trabajo y deben tomarse como fuerzas dinámicas.

Esto no se aplica a las PEMP que están concebidas exclusivamente para utilización en interiores (véase el apartado 7.2.6).

5.2.3.3.2 Coeficientes de forma aplicados a las superficies expuestas al viento:

- a) Perfiles en L, U, T, I 1,6
- b) Secciones cuadradas o rectangulares 1,4
- c) Grandes superficies planas 1,2
- d) Secciones circulares, según las dimensiones 0,8 / 1,2
- e) Personas expuestas directamente 1,0

Si son necesarias informaciones complementarias, particularmente para superficies estructurales protegidas, véase la Norma ISO 4302. Para personas protegidas véase el apartado 5.2.3.3.4.

5.2.3.3.3 Superficie de las personas sobre una plataforma de trabajo expuesta al viento:

5.2.3.3.3.1 La superficie total de una persona debe ser de 0,7 m² (anchura media de 0,4 m x altura de 1,75 m); el centro de la superficie queda a 1,0 m sobre del piso de la plataforma de trabajo.

(Fuente: Norma UNE-EN 280:2013)

5.2.33.3.2 La superficie expuesta de una persona sobre una plataforma de trabajo, de pie detrás de una barandilla no perforada de 1,1 m de altura, debe ser de 0,35 m², quedando el centro de la superficie a 1,45 m sobre el suelo de la plataforma de trabajo.

5.2.33.3.3 El número de personas directamente expuestas al viento debe calcularse de la forma siguiente:

a) la longitud del lado de la plataforma de trabajo expuesto al viento redondeado hasta los 0,5 m más cercanos, y dividida por 0,5 m, o

b) el número de personas admitidas sobre la plataforma de trabajo si éste es inferior al número calculado en a).

5.2.33.3.4 Si el número de personas admitidas sobre la plataforma de trabajo es mayor que el número calculado en el apartado 5.2.3.3.3.3 a), debe aplicarse el coeficiente de forma 0,6 para las personas suplementarias.

5.2.3.3.4 Las fuerzas debidas al viento ejercidas sobre el equipo y los materiales situados sobre la plataforma de trabajo deben calcularse como el 3% de su masa, actuando horizontalmente a una altura de 0,5 m sobre el piso de la plataforma de trabajo.

5.2.3.4 Fuerza manual. El valor mínimo de la fuerza manual M debe ser de 200 N para las PEMP diseñadas para una sola persona y de 400 N para las PEMP diseñadas para llevar más de una persona, aplicado a una altura de 1,1 m sobre el suelo de la plataforma de trabajo. Toda fuerza admisible superior debe señalarla el fabricante.

5.2.3.5 Cargas y fuerzas especiales. Las cargas y fuerzas especiales son el resultado de métodos de trabajo y de condiciones de utilización particulares de la PEMP, tales como el transporte de objetos en el exterior de la plataforma de trabajo y las cargas debidas al viento sobre objetos de gran superficie situados sobre la plataforma.

Si un usuario requiere tales métodos de trabajo y/o condiciones especiales de utilización, las cargas y fuerzas resultantes deben considerarse como una modificación de la carga nominal, carga estructural, carga debida al viento o fuerza manual, según el caso.

(Fuente: Norma UNE-EN 280:2013)

Norma completa en:

<http://www.aenor.es/aenor/normas/normas/fichanorma.asp?tipo=N&codigo=N0052607>



REGLAMENTO NACIONAL DE EDIFICACIONES

NORMA G.050

SEGURIDAD DURANTE LA

CONSTRUCCIÓN

LIMA – PERÚ
2010

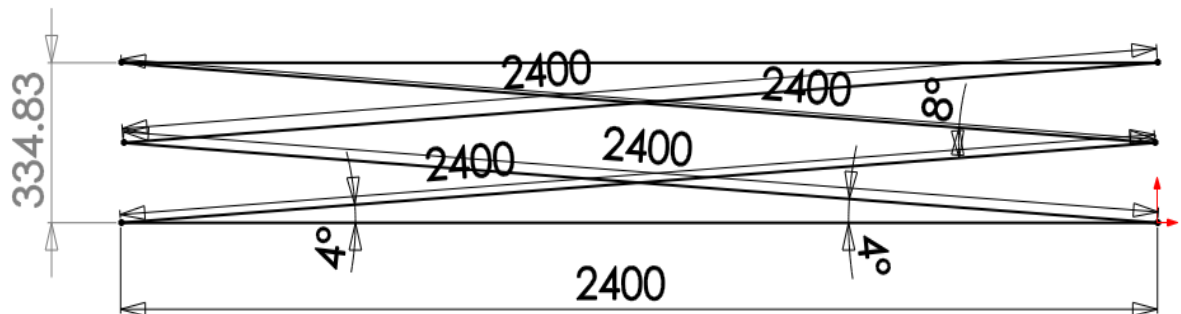
PUBLICACIÓN OFICIAL

- Las plataformas de los andamios tendrán pasamanos a una altura de 1,05 m firmemente sujetos; barandas intermedias a una altura de 54 cm, rodapiés y deben estar completamente cubiertas con tablonés.

Anexo D

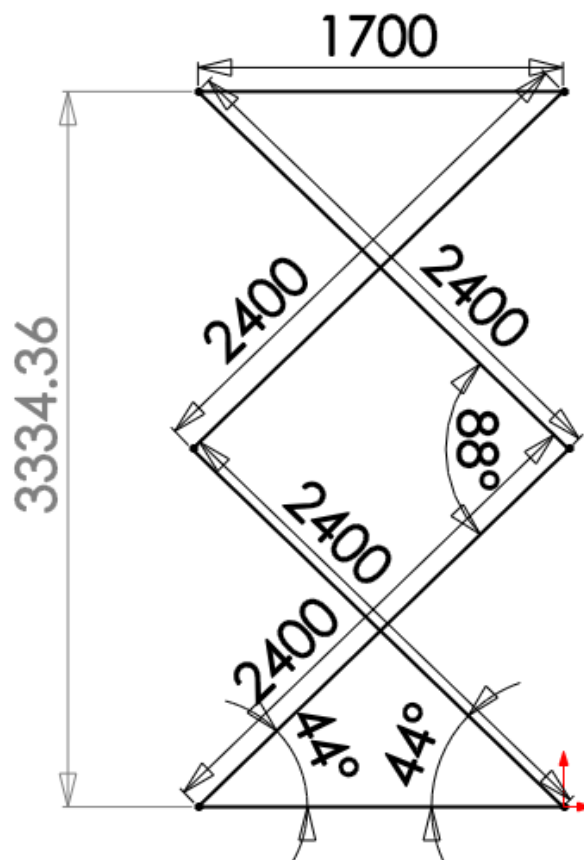
Posición 1.

Angulo de 4° altura de base a la plataforma 334.83 mm



Posición 2.

Angulo de 44° altura de base a la plataforma 3334.36 mm



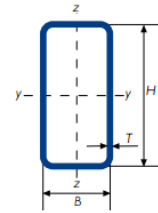
Anexo E.

[illegible]

Anexo F.

[illegible]

Anexo G.



Gama perfil tubular en frío - rectangular

DIMENSION ESPECÍFICA DE LADOS		ESPESOR ESPECÍFICO	MASA LINEAL	ÁREA DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL	MOMENTO DE INERCIA		RADIO DE GIRO		MÓDULO ELÁSTICO		MÓDULO PLÁSTICO		MOMENTO DE INERCIA DE TORSIÓN	MÓDULO DE TORSIÓN	SUPERFICIE LATERAL POR UNIDAD DE LARGO	LARGO NOMINAL POR TONELADA	ÁREA SUPERFICIE EXTERIOR POR METRO
H	B	T	M	A	I_{xx}	I_{yy}	i_{xx}	i_{yy}	W_{elxx}	W_{elyy}	W_{plx}	W_{ply}	I_t	C_t	A_s		A_{se}
mm	mm	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ⁴	cm	cm	cm ³	cm ³	cm ³	cm ³	cm ⁴	cm ³	m ² /m	m	m ⁻¹
150	50	1,5	4,59	5,85	159	28,7	5,21	2,22	21,2	11,5	26,9	12,4	79,7	20,8	0,395	218	675
150	50	2	6,07	7,74	208	37,2	5,18	2,19	27,7	14,9	35,3	16,3	104	26,9	0,393	165	508
150	50	2,5	7,53	9,59	254	45,2	5,15	2,17	33,9	18,1	43,5	19,9	128	32,8	0,391	133	408
150	50	3	8,96	11,4	299	52,6	5,12	2,15	39,8	21,1	51,4	23,5	150	38,3	0,390	112	342
150	50	4	11,7	14,9	381	66,2	5,05	2,10	50,9	26,5	66,5	30,1	192	48,3	0,386	85,2	258
150	50	5	14,4	18,4	456	77,9	4,99	2,06	60,8	31,1	80,5	36,2	230	57,1	0,383	69,4	209
150	50	6	17,0	21,6	523	87,9	4,92	2,02	69,8	35,2	93,5	41,7	264	64,8	0,379	58,9	175

Anexo H

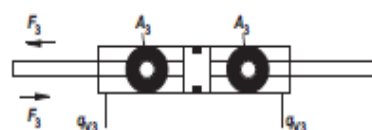
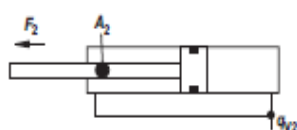
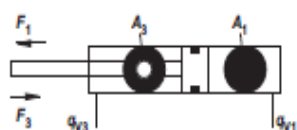
Tabla. Reacciones y solicitaciones en una viga simple empotrada con carga puntual genérica.

VIGA SIMPLE EMPOTRADA: carga puntual F genérica.	
	Reacciones y solicitaciones
	Reacciones: $R_A = \frac{Fb^2}{L^3}(L + 2a)$ $R_B = \frac{Fa^2}{L^3}(L + 2b)$
	Cortantes: $V_{AC} = \frac{Fb^2}{L^3}(L + 2a)$ $V_{CB} = -\frac{Fa^2}{L^3}(L + 2b)$
	Flectores: $M_A = -\frac{Fab^2}{L^2}$ $M_B = -\frac{Fa^2b}{L^2}$ $M_C = \frac{2Fa^2b^2}{L^3}$

Anexo I

Diameters, areas, forces, flow

Piston	Piston rod	Area ratio	Areas			Force at 250 bar ¹⁾			Flow at 0.1 m/s ²⁾			Max. available stroke length
			Piston	Rod	Ring	Pressure	Diff.	Pulling	Off	Diff.	On	
ØAL mm	ØMM mm	φ A_1/A_2	A_1 cm ²	A_2 cm ²	A_3 cm ²	F_1 kN	F_2 kN	F_3 kN	q_{V1} l/min	q_{V2} l/min	q_{V3} l/min	mm
40	22	1,43	12,56	3,80	8,76	31,40	9,50	21,90	7,5	2,3	5,3	2000
	28	1,96		6,16	6,40		15,40	16,00		3,7	3,8	
50	28	1,46	19,63	6,16	13,47	49,10	15,40	33,70	11,8	3,7	8,1	2000
	36	2,08		10,18	9,45		25,45	23,65		6,1	5,7	
63	36	1,48	31,17	10,18	20,99	77,90	25,45	52,45	18,7	6,1	12,6	2000
	45	2,04		15,90	15,27		39,75	38,15		9,5	9,2	
80	45	1,46	50,26	15,90	34,36	125,65	39,75	85,90	30,2	9,5	20,7	2000
	56	1,96		24,63	25,63		61,55	64,10		14,8	15,4	
100	56	1,46	78,54	24,63	53,91	196,35	61,55	134,80	47,1	14,8	32,3	3000
	70	1,96		38,48	40,06		96,20	100,15		23,1	24,0	
125	70	1,46	122,72	38,48	84,24	306,75	96,20	210,55	73,6	23,1	50,5	3000
	90	2,08		63,62	59,10		159,05	147,70		38,2	35,4	
140	90	1,70	153,94	63,62	90,32	384,75	159,05	225,70	92,4	38,2	54,2	3000
	100	2,04		78,54	75,40		196,35	188,40		47,1	45,3	
160	100	1,64	201,06	78,54	122,50	502,50	196,35	306,15	120,6	47,1	73,5	3000
	110	1,90		95,06	106,00		237,65	264,85		57,0	63,6	
180	110	1,60	254,47	95,06	159,43	636,17	237,65	398,52	152,7	57,0	95,7	3000
	125	1,93		122,72	131,75		306,80	329,37		73,6	79,1	
200	125	1,64	314,16	122,72	191,44	785,25	306,80	478,45	188,5	73,6	114,9	3000
	140	1,96		153,96	160,20		384,90	400,35		92,4	96,1	
220	140	1,68	380,1	153,9	226,2	950,3	384,8	565,5	228,1	92,4	135,7	6000
	160	2,12		201,0	179,1		502,6	447,7		120,7	107,4	
250	160	1,69	490,8	201,0	289,8	1227,2	502,7	724,5	294,5	120,7	173,8	6000
	180	2,08		254,4	236,4		636,2	591,0		152,7	141,8	
280	180	1,70	615,7	254,4	361,3	1539,4	636,2	903,2	369,4	152,7	216,7	6000
	200	2,04		314,1	301,6		785,4	753,9		188,5	180,9	
320	200	1,64	804,2	314,1	490,1	2010,6	785,4	1225,2	482,5	188,5	294,0	6000
	220	1,90		380,1	424,2		950,3	1060,3		228,1	254,4	



¹⁾ Theoretical static cylinder force
(without consideration of the efficiency and admissible load
for attachment parts like e.g. self-aligning clevises, plates or
valves, etc.)

²⁾ Stroke velocity

Anexo J:

Descripción Description



Bomba de engranajes con sentido de giro reversible y drenaje interno. Construida con cuerpo de aluminio, más ligera y que permite trabajar a altas presiones con un bajo nivel de ruido.

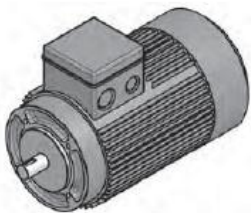
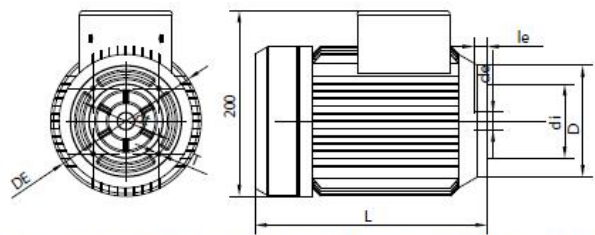
Datos Principales Main Data			
Tipo de Bomba		BEA 11	BEA 17
Pump Type			
Código		5038606	5038706
Part Number			
Desplazamiento		10.9	16.8
Displacement (cm3/rev)			
Presión máxima continua			250
Maximum continuous pressure (P1) (bar)			
Presión máxima pico			290
Max. peak pressure (P3) (bar)			
Velocidad	min. (P1)		500
Speed (r.p.m)	máx. (P1)		2000
Dimensiones	A	138,5	147,5
Dimensions (mm)	B	72,2	76,75
	C	61	65
Peso		4,35	4,82
Weight (kg)			
Dirección de Rotación Rotation direction Reversible Bi-directional			
Presión de Entrada	Input Pressure	Recomendado	0.7÷ 3 bar (abs)
		Recommended	
Temperaturas	Temperatures	Desde -25°C a +80°C From -25°C to +80°C	
Aceite recomendado	Recommended Oil	Según aceites hidráulicos ISO / DIN y aceites resistentes al fuego. Mineral oil based hydraulic fluids to ISO / DIN and fire resistant fluids.	
		Recomendado	De 12 ÷ 100 mm2/s (cST)
		Recommended	
Viscosidad	Viscosity	Permitido	Max. 750 mm2/s (cST)
		Allowed	

Anexo K



*Se recomienda arrancar en vacío en aplicaciones con venting
*Vacuum starting is recommended for venting applications

bezares@bezares.com



Se recomienda montar un soporte de fijación en minicentrales con motores a partir de 1,1Kw.
An anchorage support is recommended for Mini Powerpacks with motors from 1.1Kw.

9062314

Características Técnicas / Technical Specifications										
Trifásico 3 Phase										
Tensión Voltage (V)	230/400									
Potencia Power (kW)	0.25	0.37	0.55	0.75	1.1	1.5	2.2	3.0	4.0	5.5
n (rpm)	1500 (4 polos / poles)									
Tamaño Size	71	71	80	80	90	90	100	100	100	112
Par de apriete Installation torque (Nm)	12-15	12-15	12-15	12-15	25-28	25-28	25-28	25-28	25-28	25-28
Código motor Motor Part Number	9040214	9035114	9040314	9035214	9040414	9034914	9040514	9045614	9042514	9035014
Brida adaptadora Coupling	9042114		9088314		9088414			9088514		

Anexo L

Características técnicas del tractor John Deere 8640

Manufacturer: John Deere

Factory: Waterloo, Iowa, USA

MOTOR.....275 HP (205.1KW)

Barra de tracción (potencia de remolque.....203.34 HP (151.6 KW)

Toma de fuerza probado o potencia toma de fuerza (nominal velocidad del motor).....228.75HP (170.6 KW)

toma de fuerza reclamado225HP (225 HP) (167.8 KW)

Hidráulica

Capacidad36 galones
(136.3 litros)

Válvulas.....2 unidades

Caudal de la bomba.....33 gln/mint
(124.9 LTR/MINT)

Dimensiones de la maquina

peso de la maquina28270 libras

distancia entre ejes.....125 pulg

Toma de fuerza

rpm trasera.....1000

Revoluciones del motor.....1000@ 2100

Punto de enganche

Elevador trasero.....8545 (3876 KG)

fuerza de tracción máxima.....27782LBS

Trasero tipo.....III,IIIN

Capacidad

Combustible.....214 GLN

Sistema hidráulico.....36 GLN

Anexo M.

Tabla M-1

Swivel eye at base CDH1: MP3

CDH1 MP3; ØAL 40 to 200 mm

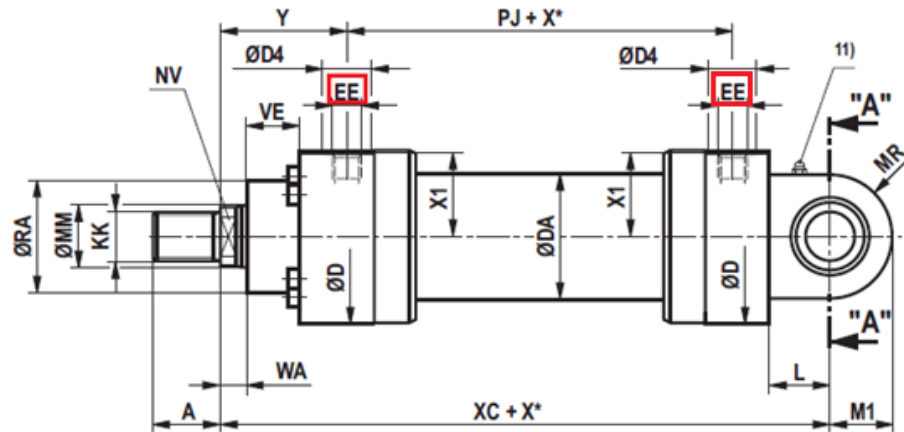

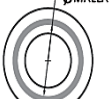








Tabla M-2

Dimensions CDH1: MP3 (dimensions in mm)

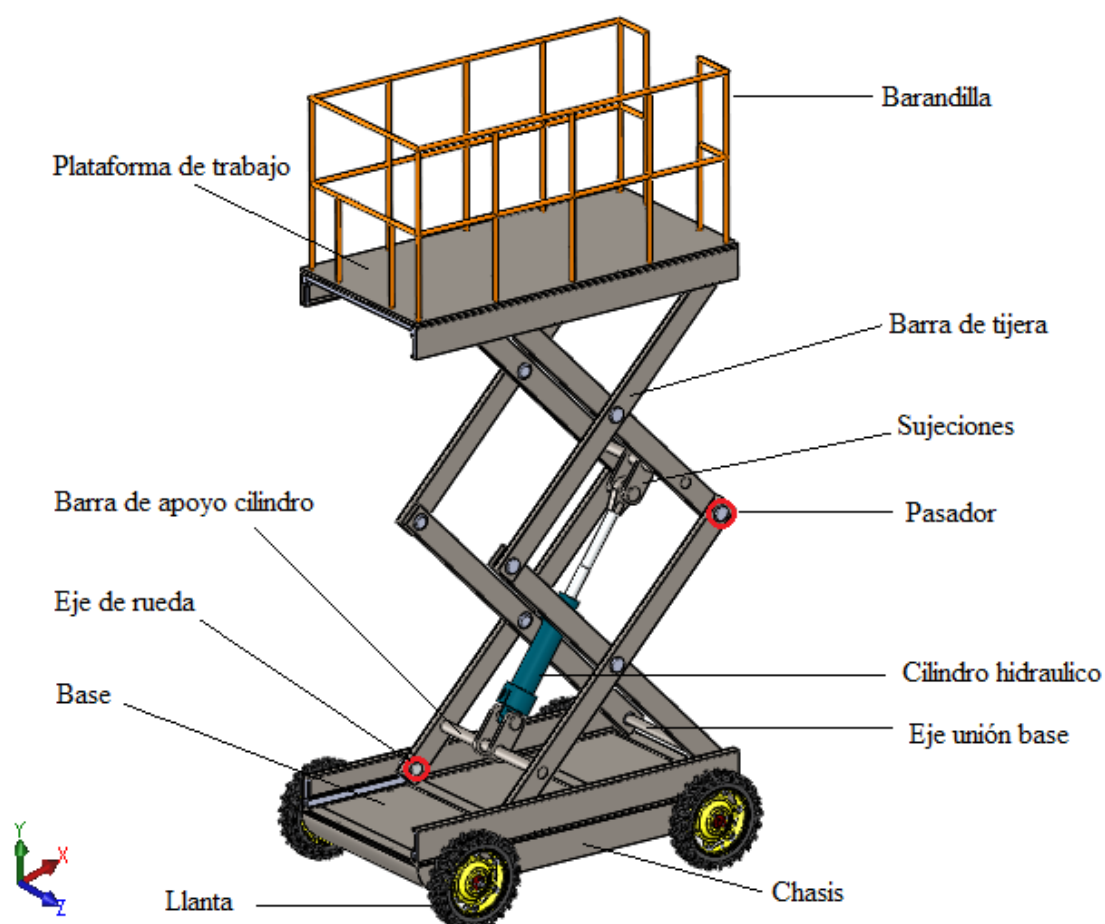
ØAL	ØMM	KK 5)	A 5)	KK 6)	A 6)	NV	ØD	ØDA	ØD4 2)	EE 4)	EE 4)	Y	PJ
40	22/28	M16x1,5	16	M18x2	30	16/22	88	52	34	G1/2	M22x1,5	79	120
50	28/36	M22x1,5	22	M24x2	35	22/30	102	62	34	G1/2	M22x1,5	87	120
63	36/45	M28x1,5	28	M30x2	45	30/36	120	78	42	G3/4	M27x2	100	133
80	45/56	M35x1,5	35	M39x3	55	36/46	140	95	42	G3/4	M27x2	104	146
100	56/70	M45x1,5	45	M50x3	75	46/60	170	125	47	G1	M33x2	124	171
125	70/90	M58x1,5	58	M64x3	95	60/75	206	150	58	G1 1/4	M42x2	135	205
140	90/100	M65x1,5	65	M80x3	110	75/85	226	170	58	G1 1/4	M42x2	156	219
160	100/110	M80x2	80	M90x3	120	85/95	265	190	65	G1 1/2	M48x2	185	240
180	110/125	M100x2	100	M100x3	140	95/110	292	210	65	G1 1/2	M48x2	199	264
200	125/140	M110x2	110	M110x4	150	110/120	310	235	65	G1 1/2	M48x2	205	278

tabla M3

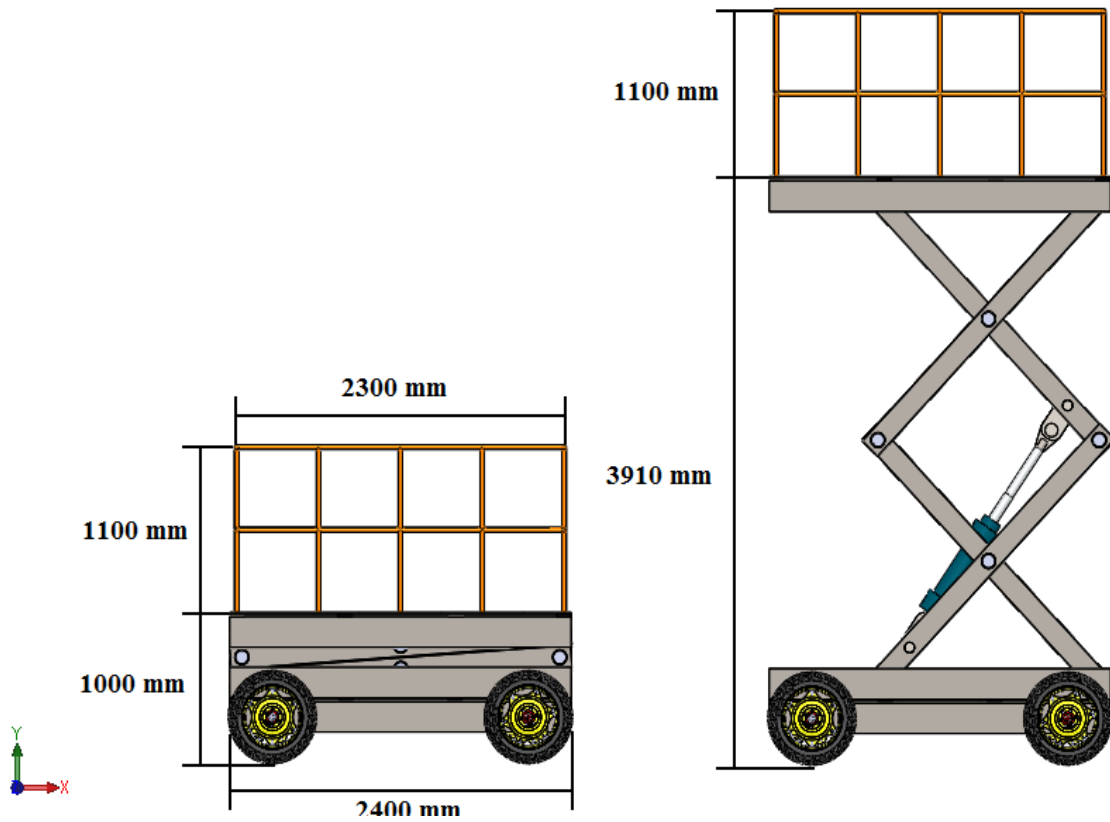
Características Técnicas Particulares													
													
	Tamaño		Diámetro interior		Diámetro malla		Diámetro exterior		P máx Trabajo	Pres Prueba	P mín. Rotura	R mín. Curvatura	Peso
Código	mm	pulg.	min.	máx.	min.	máx.	min.	máx.	kg/cm2	kg/cm2	kg/cm2	mm	kg/m
10058	19	3/4	18,6	19,8	28,2	29,8	31	33,2	357	714	1428	240	1,8
10059	25	1	25	26,4	34,9	36,4	37,6	39,8	357	714	1428	300	2,5
10060	31,5	1 1/4	31,4	33	45,6	48	48,3	51,3	357	714	1428	420	3,8
10061	38	1 1/2	37,7	39,3	53,1	55,5	55,8	58,8	357	714	1428	500	4,85
10062	51	2	50,4	52	66,9	69,3	69,5	72,7	357	714	1428	640	6,9

Apéndice.

Vistas del resultado final.



**ELEVADOR HIDRAULICO PARA EL MANTENIMIENTO DE CASAS MALLAS
EN EL SEMBRIO DE ESPARRAGOS PARA LA EMPRESA CAMPOSOL S.A.**



**VISTA LATERAL PARA LA POSICION PLEGADO Y
DESPLEGADO DEL ELEVADOR HIDRAULICO**